

Analyse des unterstützenden Einsatzes einer Adsorptionskälteanlage für die PKW-Klimatisierung

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Lukas Enke
aus (Geburtsort): Berlin

eingereicht am: 18.02.2014
mündliche Prüfung am: 28.10.2014

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr.-Ing. André Bardow

Veröffentlichungen über den Inhalt der Arbeit sind nur mit schriftlicher Genehmigung der Volkswagen AG zugelassen.

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Arbeit sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Doktorand der Volkswagen Konzernforschung unter wissenschaftlicher Betreuung des Instituts für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. Jürgen Köhler sowie Herrn Prof. Dr. André Bardow für seine Tätigkeit als Zweitgutachter.

Des weiteren möchte ich an dieser Stelle den Personen danken, die mich in den letzten Jahren aktiv unterstützt oder mir die nötigen Freiräume gegeben haben, um mein Promotionsvorhaben erfolgreich abschließen zu können:

Dr. Christof Böttcher für die inhaltliche Betreuung seitens Volkswagen und Helmut Walter für das entgegengebrachte Vertrauen während meiner Zeit als Doktorand in seinem Team. Ich danke Dr. Manuel Gräber und Dr. Franz Lanzerath für die jahrelange Unterstützung im gemeinsamen Forschungsgebiet der Adsorptionskältetechnik. Weiterhin danke ich Dr. Wilhelm Tegethoff für seine wertvolle Hilfe bei der Strukturierung und Korrektur dieser Arbeit. Meinen ehemaligen Studenten und heutigen sehr geschätzten Kollegen Andreas Gubalke und Nils Vrielink für die Anfertigung Ihrer Diplomarbeiten. Meinen Vorgesetzten Dr. Christoph Wäller und Thomas Drescher für die stetige Motivation bei der Überwindung der letzten wissenschaftlichen Hindernisse.

Mein innigster Dank gilt meiner Familie, die mich in meinem Vorhaben immer bestärkt hat und die ich dennoch während meiner intensivsten Arbeitsphase sträflich vernachlässigt habe.

Der Deutschen Bahn danke ich für meine Freundin Andrea, die mir durch ihre positive Ausstrahlung und ihre selbstlose Unterstützung aus allen Tiefphasen geholfen und mir dazu die bisher schönsten Jahre meines Lebens bereitet hat.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Stand der Wissenschaft und Technik	3
1.3	Zielsetzung und Vorgehensweise	16
2	Das Abwärmepotenzial des Verbrennungsmotors	19
2.1	Energiebilanz von Diesel- und Ottomotor	19
2.2	Bewertung des nutzbaren Abwärmepotenzials	23
3	Anlagenkonzept für eine mobile Anwendung	33
3.1	Auswahl eines Sorptionsprozesses	33
3.2	Anlagenkonzept der Adsorptionskältemaschine	37
3.3	Rückkühlung der Adsorptionskältemaschine	39
3.4	Wärmeabfuhr aus dem Fahrzeuginnenraum	41
3.5	Gesamtsystem	44
4	Adsorptionswärmeübertrager	47
4.1	Aufbau und Vermessung von zwei Prototypen	47
4.2	Simulation	57
5	Modellierung Gesamtsystem	67
5.1	Motormodell	67
5.2	Abgaswärmeübertrager	70
5.3	Kompressionskälteanlage	71
5.4	Adsorptionskälteanlage	72
5.5	Fahrzeugkabine	75
5.6	Klimagerät	77

6	Simulative Systembewertung	81
6.1	Bewertung der untersuchten Adsorberarten innerhalb der Fahrzeugumgebung	81
6.2	Einfluss des Betriebs der Adsorptionskälteanlage auf Generator und Kompressionskälteanlage	93
6.3	Einfluss klimatischer Bedingungen	97
6.4	Maßnahmen zur Leistungs- bzw. Effizienzsteigerung des Klimatisierungssystems	104
7	Zusammenfassung und Ausblick	115
A	Abwärmepotenzial	119
A.1	Taupunkttemperatur	119
A.2	Exergiestrom Abgas	120
A.3	Exergiestrom Motorkühlmittel	120
B	Konzeptstudie Systemrückkühlung	121
C	Zweiphasiger Sekundärkreislauf	131
C.1	Aufbau und Vermessung	131
C.2	Simulation des zweiphasigen Sekundärkreislaufs	139
D	Modellbeschreibung	143
D.1	Modell der Adsorptionskälteanlage	143
D.2	Simulationsparameter des zweiphasigen Sekundärkreislaufes	147
D.3	Eindimensionales Fahrzeugmodell	149
D.4	Simulationsparameter Kühlerpaket Vorderwagen	151
D.5	Simulationsmodell Deckenkühler	153
D.6	Massen- und Stofftransportbilanzen beregneter Wärmeübertrager	153
D.7	Modellparameter beregneter Wärmeübertrager	155
E	Gesamtsystembewertung	157
	Nomenklatur	159

Abbildungsverzeichnis	161
Tabellenverzeichnis	171
Literaturverzeichnis	173

Einleitung

1.1 Motivation

Nach Angaben der Europäischen Energieagentur (EEA), waren im Jahr 2009 ca. 20 % der durch die EU-15-Staaten emittierten Treibhausgase auf den straßenge-bundenen Transportsektor zurückzuführen [1]. Um die bis 2020 anvisierten Ziele des Kyoto-Protokolls¹ erreichen zu können, fordert daher das durch die Europäische Kommission verabschiedete European Climate Change Programme u.a. eine schrittweise Herabsetzung der CO_2 -Emissionen, welche von der europäischen PKW-Flotte ausgehen. Für die Automobilhersteller bedeutet dies, neben der Entwicklung und Verbreitung hocheffizienter Antriebssysteme, auch einen Anreiz für die Integration sog. Eco-Innovations. Hierbei handelt es sich um Technologien, wie beispielsweise Photovoltaik- oder Abwärmenutzungssysteme, welche zusätzlich der Steigerung der Energieeffizienz im Fahrzeug dienen und damit eine Reduktion klimabeeinflussender Emissionen bewirken können.

Neben dem Anreiz durch veränderte politische Randbedingung macht gleichermaßen der technische Entwicklungsfortschritt bei den abwärmenutzenden Energiewandlungssystemen deren Etablierung im Automobilsektor zunehmend wahrscheinlicher. So ermöglichen die Entwicklungssprünge in der Halbleitertechnik mittlerweile eine Realisierung von thermoelektrischen Generatoren mit Wirkungsgraden größer 10 % [2] und befinden sich damit auf der Schwelle zur effektiven Bereitstellung von elektrischer Energie für Nebenverbraucher wie Pumpen, Lüfter und die Bordelektronik [3]. Ähnliches gilt für mobile Dampfkraftprozesse. Anhand von prototypischen Systemen konnten hier Wirkungsgrade im Bereich von 15 % nachgewiesen werden [4].

¹Reduktion der gesamten Treibhausgasemissionen um 30 % im Vergleich zum Basisjahr 1990

Da das Klimatisierungssystem im Fahrzeug den größten Nebenverbraucher darstellt, ist neben Prozessen zur Umwandlung von Wärme in mechanische bzw. elektrische Energie auch der Einsatz abwärmebetriebener Kälteprozesse denkbar. Das theoretische Potenzial zur Einsparung mechanischer Kompressorleistung wird aus den Untersuchungen von Barrault et al. ersichtlich. Diesen zufolge beträgt der klimatisierte Fahranteil je nach Klimaregion zwischen 20% und 62 %² und hat hier einen jährlichen Mehrverbrauch von 2,3 % bis 11,2 % zur Folge [5]. Neben der Möglichkeit diesen Mehrverbrauch zu senken, können thermische Kälteprozesse weiterhin zur Energiespeicherung eingesetzt werden und sind daher, anders als konventionelle Klimatisierungssysteme, in der Lage auch bei abgeschaltetem Motor betrieben zu werden.

Bereits in vergangenen Studien wurde der Einsatz von Sorptionskälteprozessen für mobile Anwendungen untersucht, wobei sowohl die erzielbaren Leistungsdichten als auch die verfügbaren Antriebsenergien einen vollständigen Ersatz des mechanisch betriebenen Klimatisierungssystems ausschlossen. Anlass für eine Neubewertung dieser Technologie sind neben den o.g. politischen Randbedingungen die mittlerweile große Vielfalt an verfügbaren und äußerst leistungsfähigen Sorptionsmaterialien, sowie neue Konzepte zur Systemintegration in das Fahrzeug. Des weiteren gibt es besonders im hochpreisigen Fahrzeugsegment eine große Nachfrage nach Systemen zur Klimatisierung der Fahrzeugkabine unabhängig vom Motorbetrieb. Bezogen auf die Latentwärme des Speichermediums erreichen sorptive Systeme im Vergleich zu anderen Wärmespeichern theoretisch die höchste Energiedichte und versprechen damit den Platz- und Gewichtsrestriktionen im PKW gerecht zu werden. Die Integration eines weiteren Klimatisierungssystems in das Fahrzeug ist mit zusätzlichem finanziellen und technischen Aufwand verbunden und trägt zudem zur Erhöhung des Fahrzeuggewichtes bei. Um dies zu rechtfertigen und den steigenden Anforderungen nach Energieeffizienz nachzukommen, ist zu untersuchen, ob ein derartige Speichersystem auch in der Lage ist, den Kraftstoffverbrauch im Fahrbetrieb effektiv zu senken.

²Anteil klimatisierter Fahrten und durchschnittlicher Jahresmehrverbrauch in den Städten Frankfurt und Phoenix

1.2 Stand der Wissenschaft und Technik

In diesem Abschnitt soll kurz die Funktionsweise von Sorptionskälteprozessen erläutert werden. Im Anschluss daran wird über den Stand der Technik in der Materialforschung sowie über die vergangenen Aktivitäten im Bereich automobiler Anwendungen berichtet.

Funktionsweise von Sorptionskälteprozessen

Grundprinzip von Absorptionskälteprozessen ist die Aufnahme eines gasförmigen Mediums (Absorbat) in das freie Volumen eines Lösungsmittels (Absorbens), wobei sich idealisiert betrachtet in Abhängigkeit des vorherrschenden Druckes und der Temperatur eine homogene Gleichgewichtskonzentration innerhalb der gesättigten Lösung einstellt. Dieser Prozess verläuft reversibel unter Freisetzung der Absorptionsenthalpie. Die Desorption des Absorbates aus der Lösung erfolgt entgegengesetzt zur Absorption durch Wärmezufuhr von außen. Primäre Antriebsenergie von Sorptionskälteprozessen ist also Wärme, welche zum Beispiel in Form von Solarenergie, Prozesswärme oder Abwärme von Wärmekraftmaschinen nutzbar gemacht werden kann. Fällt diese Energie als Abfallprodukt an, so beschränkt sich der zusätzliche Energiebedarf auf elektrische Nebenverbraucher wie Pumpen und Gebläse, weshalb die Gesamtleistungszahl von Sorptionskälteprozessen größer als der von Kompressionskälteanlagen ausfallen kann.

In Abbildung 1.1 ist beispielhaft der schematische Aufbau einer Absorptionskälteanlage, welche zum Beispiel mit der Stoffpaarung Lithiumbromid (Lösungsmittel) und Wasser (Kältemittel) betrieben werden kann. Diese gliedert sich in die Teilkomponenten Verdampfer, Kondensator, Adsorber und Desorber. Innerhalb der linken Seite der Anlage (Absorber und Desorber) zirkuliert das Zweistoffgemisch bestehend aus Lösungs- und Kältemittel, während sich im rechten Bereich (Kondensator und Verdampfer) lediglich das Kältemittel befindet. Das Kältemittel gelangt aus dem Sumpf des Kondensators in den Verdampfer und wird über einem Rohrbündel verteilt, welches über ein Sekundärmedium (blau) der Wärmezufuhr von außen auf einem Temperaturniveau von beispielsweise $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ dient. Gleichzeitig wird im Absorber die konzentrierte heiße Lösung (dunkelgrau) aus dem vorgelagerten Desorber auf das dortige Rohrbündel gegeben. Durch das Abkühlen der konzentrierten Lösung mittels Sekundärkreislauf des Absorbers (orange) stellt sich bei vorherrschendem Druck eine Unterkühlung im Lösungsfilm ein, welche die Absorption von zusätzlichem Kältemittel ermöglicht. Durch das entstehende Druckgefälle strömt kontinuierlich Wasserdampf aus dem Verdampfer nach. Die verdünnte Lösung (hellgrau) sammelt sich im Sumpf des Absorbers und wird mittels Lösungspumpe über einen Verteiler auf

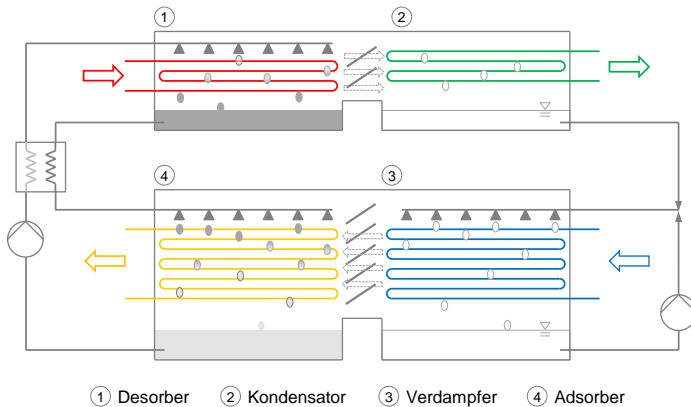


Abbildung 1.1: Funktionsweise einer Absorptionskälteanlage (Stoffpaarung z.B. Lithiumbromid-Wasser)

das Rohrbündel des Desorbers gegeben. Der Wärmeübertrager zwischen Desorber und Adsorber dient dabei der Vorwärmung des in den Desorber eintretenden Mediums durch die aus dem Adsorbersumpf austretende verdünnte Lösung. Durch weitere Wärmezufuhr (rot) wird der Siedepunkt des in der Lösung enthaltenen Kältemittels erreicht, der Wasserdampf strömt in den benachbarten Kondensator und wird durch Abfuhr der Verdampfungswärme (grün) verflüssigt und im Sumpf gesammelt.

Der Adsorptionskälteprozess verläuft in ähnlicher Weise, jedoch mit dem Unterschied, dass das Kältemittel nicht in einer Flüssigkeit gelöst wird, sondern sich an der Oberfläche eines porösen Feststoffes anlagert. Da das Zirkulieren des Sorbens innerhalb der Anlage mittels Pumpenbetrieb nicht möglich ist, wechseln sich Adsorptions- und Desorptionsphase gegenseitig ab. Eine Unterscheidung zwischen den Komponenten Adsorber und Desorber gibt es folglich nicht.

Der Aufbau einer einfachen Adsorptionskälteanlage, bestehend aus Verdampfer, Adsorber und Kondensator, ist in Abbildung 1.2 skizziert. Bei der Desorption wird das im Adsorbens angelagerte Kältemittel durch Wärmezufuhr von außen (rot) gelöst und strömt im gasförmigen Zustand durch eine Dampfklappe in den Kondensator. Hier wird der Kältemitteldampf, durch Abfuhr der Kondensationswärme mittels Sekundärkreislauf an die Umgebung (grün), verflüssigt und gelangt über einen Kondensatrücklauf in den Verdampfer. Dieser Vorgang endet, sobald sich eine neue Gleichgewichtsbeladung innerhalb des Adsorbens einstellt. Diese wird von der an-

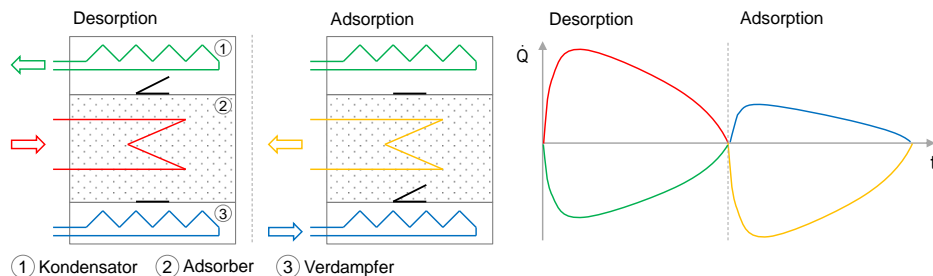


Abbildung 1.2: Adsorptionskälteanlage mit einem Adsorber: Funktionsweise und Darstellung der Wärmeströme im Zyklusverlauf

liegende Desorptionstemperatur und dem vorherrschenden Druckniveau bestimmt, welche wiederum aus der Rückkühltemperatur des Kondensators resultiert. Die qualitative Darstellung der ein- und ausgekoppelten Wärmeströme zeigt, dass für die Desorption neben der Verdampfungswärme auch die Bindungsenergie des Kältemittels aufgewendet werden muss und daher der Betrag Desorptionsenergie den der Kondensationswärme übersteigt.

In der darauf folgenden Adsorptionsphase schließt sich die Dampfklappe zwischen Adsorber und Kondensator. Infolge der Wärmezufuhr auf dem niedrigen Temperaturniveau (blau) steigt der Druck im Verdampfer, die Dampfklappe zum Adsorber öffnet sich. Durch gleichzeitiges Kühlen des Adsorbers mittels Sekundärkreislauf (orange), wird die Kältemitteladsorption so lange aufrechterhalten, bis sich eine Maximalbeladung in Abhängigkeit der Rückkühltemperatur am Adsorber und das durch den Verdampfer vorgegebenen Druckniveaus einstellt.

Die in Abbildung 1.2 dargestellte Konfiguration ermöglicht lediglich einen diskontinuierlichen Betrieb der Kälteanlage, da jede Adsorptionsphase durch eine Desorptionsphase unterbrochen wird. Für eine quasi-permanente Kälteerzeugung ist daher das in Abbildung 1.3 dargestellte Konzept erforderlich. Hierbei werden zwei Adsorberkammern wechselseitig de- bzw. adsorbiert, so dass zu jedem Zeitpunkt die Verdampfung von Kältemittel gewährleistet werden kann.

Der Schwerpunkt von Forschung und Entwicklung im Bereich thermisch betriebener Kälteprozesse liegt in erster Linie bei Anwendungen der Gebäudeklimatisierung, industrieller Prozesswärmenutzung und der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (CHHP: Combined Cooling, Heat and Power bzw. Trigeneneration). Dominierten hier vor 10

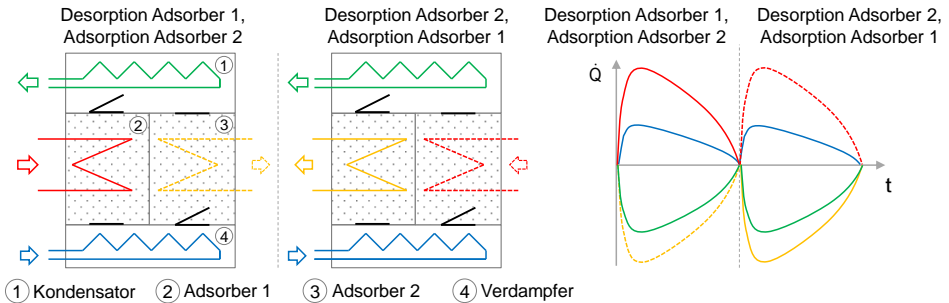


Abbildung 1.3: Adsorptionskälteanlage mit zwei Adsorbenten: Funktionsweise und Darstellung der Wärmeströme im Zyklusverlauf

Jahren fast ausschließlich Anlagen mit Kälteleistungen größer als 50 kW, zeichnet sich mittlerweile ein Trend hin zu kleineren Anlagen (≤ 10 kW) ab, die vor allem für das solare Kühlen bzw. Heizen von Wohnräumen bestimmt sind. Grund für diese Entwicklung sind sicherlich die gestiegenen Primärenergiepreise, das gesellschaftliche Umdenken hin zu nachhaltigen Energiesystemen, aber auch die Entwicklung von Sorptionsmaterialien, welche eine effiziente und wirtschaftliche Nutzung von Niedertemperaturwärme (Temperaturniveau ≤ 150 °C) ermöglichen.

Entwicklung neuer Sorbentien

Der Markt für **Absorptionskälteanlagen** wird nach wie vor von den klassischen Stoffpaarungen Lithiumbromid-Wasser (Lösungsmittel - Kältemittel) und Wasser-Ammoniak dominiert. Beide Paarungen weisen diverse Eigenschaften auf, welche das Einsatzgebiet und die Gestaltung der Prozessführung stark einschränken. So ist bei Kälteanlagen mit Lithiumbromid-Wasser stets auf das Vermeiden der Kristallisation des Lösungsmittels zu achten, welche eine Beschädigung der Anlage zur Folge hat. Gleichzeitig stellt die Korrosivität erhöhte Anforderungen an die verbauten Materialien bzw. an die Vakuumhaltung, um der Diffusion von Sauerstoff und damit dem Auftreten von Korrosion vorzubeugen. Wasser-Ammoniak-Systeme benötigen aufgrund der Volatilität des Lösungsmittels eine Rektifikationskolonne, damit im desorbierten Kältemittel nur geringfügige Restmengen an Wasser enthalten sind und der anschließende Verdampfungsvorgang nicht beeinträchtigt wird.

Eine viel versprechende Alternative zu den bisherigen Lösungsmitteln bietet die fortschreitende Entwicklung ionischer Flüssigkeiten. Dabei handelt es sich um Salze, welche bei Temperaturen unter $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ flüssig vorliegen, einen äußerst niedrigen Dampfdruck aufweisen und sehr gute Lösungseigenschaften besitzen. Die große Anzahl an Kombinationsmöglichkeiten unterschiedlicher Anionen und Kationen erlaubt weitestgehend das Anpassen der thermodynamischen und chemischen Eigenschaften an den jeweiligen Anwendungszweck. Für den Ersatz von Lithiumbromid haben Wong et al. sowie Seiler und Schwab mehrere Lösungen untersucht, von denen einige bereits kommerziell erhältlich sind [6] [7]. Die Löslichkeit von Ammoniak in verschiedenen ionischen Flüssigkeiten ist Gegenstand der Publikationen von Yokozeki und Shifflett [8] [9].

Neben der Substitution konventioneller Lösungsmittel werden ionische Flüssigkeiten auch im Zusammenhang mit anderen Kältemitteln untersucht. Zu erwähnen sind hier Untersuchungen mit Fluorkohlenwasserstoffen wie R-134a und R-22, sowie dem natürlichen Kältemittel CO_2 . [10] [11] [12] [13]. Technische Anwendungen zu diesen Stoffpaarungen sind jedoch nicht in Sicht.

Vergleichbare Entwicklungen zeigen sich bei der Forschung und Entwicklung neuer **Feststoffsorbentien**. Schwerpunkt der Forschungsaktivitäten liegt hier auf der Adsorption von Wasser, was auf die hohe Verdampfungsenthalpie und auf die zumindest aus ökologischer und sicherheitstechnischer Sicht unproblematischen Eigenschaften zurückzuführen ist. Ausnahme sind Untersuchungen an Materialien für die Anlage von Ammoniak und Methanol (s.u.).

Die seit den 1980er Jahren in Wärmepumpenanlagen verwendeten Zeolithe zeichnen sich durch sehr hohe Hydrophilie aus. D.h., die Adsorption von Wasserdampf erfolgt bei diesen Materialien bereits bei niedrigen Dampfdrücken, jedoch benötigt man für die anschließende Desorption allgemein sehr hohe Temperaturen (200 bis $300\text{ }^{\circ}\text{C}$). Aus diesem Grund kommen diese Materialien in erster Linie bei gasbefeuchten Adsorptionskälteanlagen zum Einsatz. Ein Beispiel hierfür sind die vielfach verwendeten Zeolithe Na-X und 13-X. Als Alternative hierzu waren bislang mikroporöse Silikagele weit verbreitet, welche weniger hydrophil sind und daher höhere Dampfdrücke für die Adsorption benötigen. Nachteilig für viele kältetechnische Anwendungen sind die infolgedessen niedrigen erreichbaren Temperaturhübe [14].

Da in den letzten Jahren die Nachfrage nach Adsorbentien für wärmebetriebene Kälteprozesse gestiegen ist und die Antriebswärme i.d.R. auf niedrigem Temperaturniveau ($\leq 120\text{ }^{\circ}\text{C}$) vorliegt, wurden hierfür neue Materialentwicklungen veranlasst. Ein Beispiel ist der Zeolith DDZ-70 der Firma UOP, welcher bereits bei Desorptionstemperaturen von $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ große Beladungsänderungen an Kältemittel aufweist [15].

Weiterer Entwicklungsschritt ist die Beschichtung von Adsorptionswärmeübertragern. Mittels Tauchverfahren werden auf die Oberfläche der Wärmeübertrager dünne Schichten des Adsorbens aufgebracht, welche mit Hilfe eines chemischen Binders fixiert werden. Vorteil beschichteter Adsorptionswärmeübertrager sind eine deutliche Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit der Zeolithschicht, was die Kinetik des Wärme- und Stofftransportes steigert [16], [17]. Neben der Steigerung der Leistung ermöglicht dies eine effizientere Ausnutzung des integrierten Adsorbens und ermöglicht damit Materialeinsparungen. Das Tauchverfahren lässt sich zudem, anders als das Einbringen einer Schüttung in die Lamellenzwischenräume, besser industrialisieren, was sich gleichermaßen positiv auf die Herstellungskosten auswirkt [18], [19]. Ein weiterer Entwicklungsansatz für die Verbesserung der Wärmeleitung von Adsorptionssystemen ist der Einsatz von Verbundstoffen, welche einerseits die Dampfdiffusion ermöglichen und gleichzeitig die Wärmeleitung in Richtung Wärmeübertrager durch Verwendung metallischer Strukturen verbessern [20], [21].

Ebenfalls interessant für Niedertemperaturanwendungen sind die zeolithähnlichen Stoffgruppen der Aluminium- (AIPO) und Silicoaluminiumphosphate (SAPO). Bei diesen Molekularsieben ist durch Variation von Porengröße, Porenform und der Wahl von Anionen und Kationen eine Beeinflussung der physikalischen Eigenschaften möglich. Untersuchungen an dem Aluminiumphosphat AIPO-18 wurden von der Firma ZeoSys durchgeführt [22]. Die von Schnabel gemessenen Gleichgewichtsbeladungen von AIPO-18 fielen bezogen auf die gleichen Temperaturbereiche deutlich höher aus, als bei den bisher vorhandenen Silikagelen [15]. Ein ähnliches Verhalten zeigte SAPO-34, ein Silicoaluminiumphosphat, welches ebenfalls von ZeoSys identifiziert wurde [23]. Beide Materialien befinden sich zum heutigen Zeitpunkt noch im Entwicklungsstadium, da diese abhängig von der jeweiligen Kristallgröße im Langzeittest unterschiedlich starke Degradation aufweisen und die Massenproduktion derzeit wirtschaftlich nicht möglich ist [18], [14]. Ein SAPO, welcher bereits für kältetechnische Anlagen vermarktet und eingesetzt wird, ist FAM-Z02 (Vertrieben unter dem Markennamen AQSOA) der Firma Mitsubishi Plastics, Inc.

Abbildung 1.4 gibt einen Überblick der erzielbaren Gleichgewichtsbeladungen einiger der hier erwähnten Adsorbentien. Die spezifische Beladungsmenge (x) beschreibt dabei die anteilige Masse des adsorbierten Kältemittels (Adsorbat) bezogen auf die Masse des trockenen Sorbens. Die Darstellung von Adsorptionsisothermen in Abhängigkeit des relativen Druckes (p_{rel}) ermöglicht es, die theoretisch erzielbaren Beladungsänderung verschiedener Adsorbentien unter Annahme vorgegebener Prozessparameter darzustellen. Der relative Druck berechnet sich aus dem Verhältnis des im Adsorber vorherrschenden Druckniveaus (p_{Ads}) und dem jeweiligen Sättigungsdruck des Arbeitsmediums ($p_{Sat}(T)$). Im Falle des Desorptionsprozesses entspricht

das Druckniveau im Adsorber dem des nachgelagerten Kondensators und wird somit von der Kondensationstemperatur bestimmt. Bei dem Vorgang der Adsorption stellt sich der Druck über dem Adsorbens durch das Temperaturniveau des Verdampfers ein, Bezugsgröße ist hier der Sättigungsdruck der jeweiligen Adsorptionstemperatur.

$$p_{rel} = \frac{p_{Ads}}{p_{Sat(T),Ads}} \quad (1.1)$$

Diese Bewertungsmethode stellt eine idealisierte Betrachtung dar, da man von idealen Wärmeübertragern und unendlicher langen Adsorptions- bzw. Desorptionszyklen ausgeht. Das korrekte Ermitteln der theoretischen Beladungsänderungen zwischen De- und Adsorption erfordert grundsätzlich das Einbeziehen sowohl der Desorptions- als auch der entsprechenden Adsorptionsisotherme. Aufgrund der Übersichtlichkeit und der mangelnden Verfügbarkeit veröffentlichter Stoffdaten, werden die folgenden Materialbewertungen vereinfachend anhand von einer 35 °C-Isotherme vorgenommen (Abb. 1.4). Dies hat eine zusätzliche Ungenauigkeit der Potenzialabschätzung zur Folge, ermöglicht aber dennoch eine qualitative Bewertung der Sensitivität gegenüber den anliegenden Prozesstemperaturen. Im Falle der hier angeführten Randbedingungen liegen die begrenzenden relativen Drücke zudem in Bereichen, in denen die Isothermen der Sorbentien übereinander liegen. Eine Spreizung stellt sich in erster Linie im Bereich dazwischen ein, der hierbei keine Rolle spielt. Am folgenden Beispiel wird von einer Desorptionstemperatur von 90 °C, der Kondensation und der Adsorption bei 35 °C und der Verdampfung bei 10 °C ausgegangen. Hieraus berechnen sich die relativen Drücke wie folgt:

$$p_{rel,min} = \frac{p_{Ads}}{p_{Sat(90^{\circ}C)}} = 0,08; \quad p_{rel,max} = \frac{p_{Ads}}{p_{Sat(35^{\circ}C)}} = 0,22 \quad (1.2)$$

Die relativen Drücke, dargestellt durch die senkrechten Linien im Diagramm, zeigen die erreichbaren Beladungsmengen während der Adsorption in Abhängigkeit der oben genannten Betriebstemperaturen. Fokus und Resultat der Materialforschung der letzten Jahre ist hier deutlich sichtbar. Gegenüber den klassischen Adsorbentien Na-X und Silikagel (hier Grace 127B), erreichen die speziell für Wärmetransformationsanwendungen entwickelten Materialien wie DDZ-70 und FAM-Z02 unter diesen Randbedingungen einen deutlich höheren Kältemittelumsatz. Größtes Potenzial weist in diesem Vergleich das Material AIPO-18 auf.

Großes Entwicklungspotenzial erhofft man sich von einer neuen Stoffgruppe, den sog. Metal Organic Frameworks (MOF). Diese kristallinen Gerüste bestehen aus metallischen Knotenpunkten, welche durch sog. Linker (organische Moleküle) miteinander verbunden werden. Durch Wahl der Kristallstruktur und des organischen

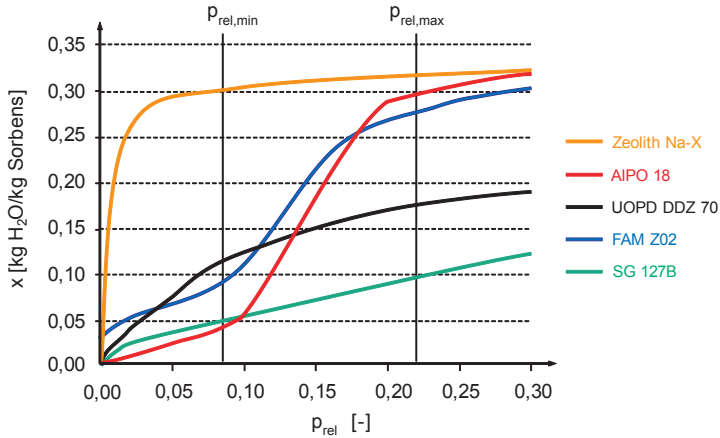


Abbildung 1.4: Darstellung der Adsorptionsisothermen für 35 °C von ausgewählte Adsorbentien in Abhängigkeit des relativen Druckes (Randbedingungen der relativen Drücke $p_{rel,min}$, $p_{rel,max}$: Adsorptionstemperatur: 35 °C, Kondensationstemperatur 35 °C, Desorptionstemperatur: 90 °C) [15], [14], [24], [25]

Linkers können die physikalisch-chemischen Eigenschaften der Materialien noch gezielter als bei Zeolithen an den jeweiligen Verwendungszweck angepasst werden. Die vom Namensgeber Omar Yaghi [26] entdeckten MOFs wurden ursprünglich für die Gasreinigung oder Speicherung von Wasserstoff und CO_2 bestimmt, jedoch existieren inzwischen auch temperaturstabile Strukturen, welche sich für die Adsorption von Wasserdampf eignen. Henninger berichtete von Messungen an Cu-BTC, welche mit Beladungsbreiten von bis zu 324 g/kg die Leistungsfähigkeit bisher vorhandener Molekularsiebe übertrifft. Als problematisch erwies sich hierbei die Langzeitstabilität des MOF, da das Material innerhalb weniger Adsorptionszyklen bis zu 37 % der ursprünglichen Beladungskapazität einbüßte. Neu entwickelte Synthetisierungsmethoden für die Herstellung stabilerer MOFs stimmen die Forschung dennoch optimistisch, in naher Zukunft geeignete Kandidaten zu finden [27], [14].

Ein weiteres, für kältetechnische Anwendung relevantes Adsorbens ist Aktivkohle, welches im Zusammenhang mit der Adsorption von Ammoniak und Methanol untersucht wird. Diese Kältemittel besitzen zwar eine deutlich niedrigere Verdampfungsenthalpie als Wasser, weisen aber zumindest höhere Dampfdrücke auf und ermöglichen, im Falle von Ammoniak, den Anlagenbetrieb oberhalb des Atmosphärendruckes. Die Gruppe um Robert Critoph veröffentlichte diverse Artikel bzgl. Mate-

rialdaten und Anwendungskonzepte für Aktivkohle und Ammoniak. Diesen zufolge können mit einstufigen Anlagen, bei Antriebstemperaturen von 100°C , Leistungszahlen im Bereich von $0.6 - 0.66$ erreicht werden, welche vergleichbar mit denen von Zeolith-Anlagen sind [28], [29]. Eine abwärmebetriebene Adsorptionskälteanlage mit der Stoffpaarung Aktivkohle/Methanol wurde von Ramji et al. aufgebaut und bzgl. der geometrischen Gestaltung des Adsorberbettes im Rahmen einer CFD-Analyse bewertet. Bei einer Desorptionstemperatur von 200°C konnte eine Kälteleistung von $0,65\text{ kW}$ bei einer eingesetzten Adsorbensmasse von $2,4\text{ kg}$ erreicht werden [30].

Automobile Anwendungen

Der folgende Abschnitt soll einen Überblick über vergangene Forschungsaktivitäten im Bereich abwärmebetriebener Kälteprozesse für automobiler Anwendungen liefern. Dieser gliedert sich in Arbeiten zum Thema Flüssig- und Feststoffsorption.

Im Bereich der **Absorption** veröffentlichten Köhler et al. [31] im Jahr 1997 Ergebnisse bzgl. Auslegung, Aufbau und Test einer Ammoniak-Wasser-Absorptionskälteanlage für die Transportkühlung von LKWs. Die gemessenen COPs bewegen sich zwischen 23 und 30% , wobei durch Systemoptimierung weitere Effizienzsteigerung in Aussicht gestellt werden, welche Wärmeverhältnisse von deutlich über 30% ermöglichen. Nach Aussagen der Autoren sei das 25 kW -System besonders für ebene Langstreckenfahrten geeignet, da die Abgasenthalpien hier ausreichend hoch sind und geringe Schwankungen aufweisen.

Riffat et al. berichten in ihrer Veröffentlichung von 1994 [32] von einer Sonderform einer mobilen Absorptionskälteanlage, dessen Konzept später für stationäre Anwendungen unter dem Namen Rotartica in Spanien vermarktet wird. Entsprechend der Namensgebung handelt es sich um eine rotierendes System, um den Wärme- und Stoffübergang während der Ab- und Desorption des Kältemittels (Wasser) aus dem Lösungsmittel (Lithiumbromid) zu verbessern. Unterstützt wird die Anlage durch einen mechanischen Kompressor, der den desorbierten Kältemitteldampf verdichtet und die daraus resultierenden hohen Kondensationstemperaturen für die Desorption nutzt. Hierfür ist zusätzlich die Einkopplung von Motorabwärme erforderlich. Die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im Vergleich zur Anwendung eines konventionellen Klimatisierungssystems konnte nachgewiesen werden.

Zwei weitere Veröffentlichung zum Thema Absorptionssysteme für PKWs entstanden aus einem Forschungsprojekt des FIAT Research Centre im Jahr 2000. Hier wurden im ersten Schritt die bei verschiedenen Motorlastpunkten verfügbaren Abgasenthalpien bestimmt und diese Daten für die Auslegung einer prototypischen Absorptionskälteanlage der Stoffpaarung Lithiumbromid-Wasser verwendet. Die Energieströme

werden als ausreichend für den Betrieb einer abwärmebetriebenen Kälteanlage klassifiziert, allerdings wird auf Lastpunkte verwiesen, in denen ein zusätzlicher Brenner zum Betrieb notwendig ist [33]. In der zweiten Publikation wird das Konzept der $2kW$ -Anlage und das Testszenario für den Versuchsaufbau beschrieben. Das Fahrzeug wird bei einer Aussentemperatur von $43^{\circ}C$ auf eine Kopfraumtemperatur von $43^{\circ}C$ aufgeheizt. Um den erhöhten Leistungsanforderungen (ca. $6kW$) der Anlage beim Pull-Down gerecht zu werden, werden zusätzlich 1,1l Wasser einem Kältemittelspeicher entnommen. Bei Motorleistungen unterhalb von $10kW$ ist laut Studie ein zusätzlicher Brenner für den Anlagenbetrieb notwendig. Die technische Machbarkeit des Einsatzes einer Absorptionskälteanlage für die PKW-Klimatisierung konnte nachgewiesen werden.

In seiner 2002 veröffentlichten Dissertation berichtet Hünemörder [34] von der Entwicklung einer mobilen trockenen Absorptionskälteanlage für die Transportkühlung. Bei dem vorgestellten trockenen Sorptionsprozess wird Manganchlorid als Lösungsmittel und Ammoniak als Kältemittel verwendet, welches zyklisch, ähnlich einer Adsorptionskälteanlage, ab- bzw. desorbiert wird. Im Rahmen der Arbeit werden verschiedene Anlagenkonzepte untersucht und ein exemplarischer Prototyp im verkleinerten Maßstab aufgebaut. Anhand dessen konnte bei einer mittleren Antriebsleistung von $20kW$ entgegen der erforderlichen $5kW$ nur eine Kälteleistung von $2,5kW$ realisiert werden, was u.a. auf den limitierten Wärmeübergang innerhalb der konzipierten Reaktoren zurückzuführen ist. Als Verbesserung wird die Verwendung mehrerer Reaktoren vorgeschlagen, um die vorhandenen Abgasenthalpieströme effizienter nutzen zu können.

Zum Thema mobiler **Absorptionskälteanlagen** veröffentlichte Suzuki 1993 [35] eine auf Simulationsergebnissen basierende Parameterstudie, welche Gleichgewichtsdaten der Stoffpaarung Zeolith/Wasser³ heranzieht. Hierbei wurden für die Desorption $200^{\circ}C$, Adsorption $40^{\circ}C$ und Verdampfung $10^{\circ}C$ konstante Werte, sowie ein volumetrischer Wärmeübergangskoeffizient des Zeolithbettes von $990 \frac{W}{m^3 K}$ angenommen. Die Ergebnisse zeigen, dass der Wärmeübergang innerhalb Adsorbers um den Faktor hundert verbessert werden müsste, um eine Anlage mit einem Gewicht von 15 – 20kg und einer Leistung von durchschnittlich 2,3kW zu realisieren.

Schwarz et al. [36] berichten von einer mobilen Adsorptionskälteanlage, welche in die Abgasanlage integriert wird. Die Adsorptionsmodule des Zwei-Kammer-Systems werden abwechselnd von heißem Abgas oder kühlender Umgebungsluft umströmt. Besonderheit des Systems ist die Möglichkeit der Klimatisierung ohne Motorbetrieb, da die Ventile zwischen den einzelnen Komponenten verschließbar sind. Durch Öffnen des Ventils zwischen dem zuvor regenerierten Adsorber und dem Verdampfer

³Zeolith Na-X, siehe Abb. 1.4

wird die Anlage wie ein Kältespeicher entladen. Die erzielten Leistungen liegen bei 3 kW , allerdings werden keine Angaben bzgl. des Gewicht und Volumen der Anlage gemacht.

In der 1995 von H. Gentner verfassten Dissertation stellt der Autor Messungen an einer mechanisch, einer elektrisch und einer thermisch angetriebenen Kälteanlage für die Fahrzeugklimatisierung gegenüber [37]. Bei letztgenanntem System, welches mit Unterstützung von BMW entwickelt wurde, handelt es sich um eine mit Abgas betriebene Adsorptionskälteanlage der Stoffpaarung Zeolith-Wasser. Dieses ist rotierend ausgeführt, wobei sich das Sorbens⁴ (insg. $2,8\text{ kg}$) innerhalb von 198 Wellrohren befindet, welche von außen mit heißem Abgasstrom regeneriert werden. Bei weiterer Drehung gelangen die ähnlich einer Heatpipe ausgeführten Rohre in einen mit Umgebungsluft beaufschlagten Bereich und sind somit in der Lage verdampftes Kältemittel zu adsorbieren. Das vorgeschlagene Konzept hat zwar den Vorteil, die Abgaswärme durch das Fehlen eines Sekundärmediums verlustarm zu nutzen, fällt jedoch mit einem Volumen von 40 l dadurch sehr groß aus. Problematisch erwies sich die Konstruktion im Hinblick auf die mangelnde Dichtigkeit der Adsorberrohre, was dazu führte, dass die maximal erreichte Kälteleistung, bei Antriebstemperaturen von 300°C , lediglich 300 W betrug.

Im gleichen Jahr veröffentlichte Davias [38] Studienergebnisse zu Untersuchungen an mobilen Adsorptionskälteanlagen, welche im Auftrag von Renault durchgeführt wurden. Für den Betrieb einer 2 kW -Anlage wurden mögliche Energiequellen, wie Motorkühlmittel, Abgas oder elektrische Energie von Elektrofahrzeugen, bewertet. Hinsichtlich der Stoffpaarung werden in der Arbeit sowohl Aktivkohle/Methanol als auch Zeolith/Wasser diskutiert. Zusammenfassend wird die Abgasabwärme als einzige mögliche Energiequelle identifiziert, diese allerdings wegen der geringen Wärmeverhältnisse der Kälteanlage als nicht ausreichend eingestuft. Laut Aussagen des Autors ist die Weiterentwicklung der Adsorptionswärmeübertrager nötig, um eine effizientere Nutzung vorhandener Abwärmeströme zu ermöglichen.

In den folgenden Jahren waren die Forschungsaktivitäten hinsichtlich mobiler Sorptionskälteanlagen stark rückläufig, was auf die bis dato niedrigen erreichbaren Leistungsdichten, die begrenzte Auswahl an geeigneten Sorptionsmitteln, aber auch auf den geringen Anreiz zur Energieeffizienzsteigerung im Fahrzeug zurückzuführen ist. Die bereits erwähnten Entwicklungen in der Materialforschung (siehe S.7) gaben jedoch Anlass zur Neubewertung der Sorptionstechnologie im Fahrzeug und führten zu einer Reihe weiterer Forschungsprojekte.

⁴Zeolith Na-A

Allen voran sind hier die bisher umfangreichsten veröffentlichten Ergebnisse zu diesem Thema zu erwähnen, welche aus dem EU-Förderprojekt „TOPMACS“ (Thermally Operated Mobile Air Conditioning Systems) hervor gingen. Dem hierfür im Jahr 2005 gegründeten Konsortium gehörten u.a. das Centro Ricerche Fiat, Iveco, Valeo, die Universitäten Stuttgart, Warwick und Valencia, sowie das niederländische Forschungszentrum ECN an. Ziel des Projektes mit einer Laufzeit von 4 Jahren war die Entwicklung von Adsorptionskältesystemen verschiedener Stoffpaarungen (Metallhydrid/Wasserstoff, Aktivkohle/Ammoniak, Silikagel/Wasser, Zeolith/Wasser) für eine mobile Anwendung. Diese wurden unter Laborbedingungen getestet, wobei anschließend das Zeolith- und das Silikagelsystem in eine LKW-Fahrerkabine bzw. in einen PKW verbaut wurden. Die Anlage im LKW erreichte mit insgesamt 4 kg Zeolith (FAM-Z02), angetrieben durch heißes Motorkühlmittel und einen zusätzlichen Brenner Kälteleistungen, zwischen 1 und $2,3\text{ kW}$ Kälteleistung (Variation Rückkühltemperaturen: $28 - 32^\circ\text{C}$, Variation Verdampfertemperaturen: $6 - 15^\circ\text{C}$). Das Anlagenvolumen betrug 170 l , das Gewicht insgesamt 60 kg . Laut Messdaten konnte die Innenraumtemperatur in der Kabine innerhalb von ca. 3 Stunden von 32°C auf 24°C gesenkt werden. Die Aussagekraft dieser im Fahrzeug gemessenen Daten ist allerdings fraglich, da die Messungen im italienischen Winter durchgeführt wurden und die Umgebungstemperaturen zwischen 10 und 18°C lagen [39]. In einer späteren Veröffentlichung wurden anhand der gleichen Anlage weitere Messungen und simulative Parameterstudien ergänzt [40], [41].

Das in den PKW integrierte System mit einem Gesamtgewicht von 86 kg verfügte, verteilt auf zwei Adsorberkammern, über 6 kg Silikagel. Ähnlich dem LKW-System konnten die im Labor gemessenen Kälteleistungen von bis zu $2,5\text{ kW}$ in der Fahrzeugumgebung nicht reproduziert werden. Als Grund hierfür wurde die unzureichende Rückkühlung der Adsorptionskälteanlage angeführt, welche die Menge des im Silikagel adsorbierten Kältemittels und damit die Leistung auf 800 W reduzierte. Das Konzept wurde daraufhin grundlegend überarbeitet und die Silikagel-Pellets durch einen mit Zeolithfolie (insg. $3,6\text{ kg}$ UOP DDZ-70) beschichteten Adsorptionswärmeübertrager ausgetauscht. Gleichzeitig wurde das gesamte System hinsichtlich der industriellen Fertigung optimiert und das Gesamtvolumen auf ca. 51 l reduziert. Die geschätzte Leistung liegt laut Angaben der Autoren bei ca. $2,9\text{ kW}$, Messdaten sind im Abschlussbericht jedoch nicht enthalten [39].

Die zeitgleich an der Universität Warwick entwickelte Anlage der Stoffpaarung Aktivkohle/Ammoniak bestand im wesentlichen aus zwei Adsorberkammern in Form kompakter Plattenwärmeübertrager. Diese fassten jeweils 1 kg Sorbens der Schichtdicke 4 mm , in welches zur Verbesserung des Wärmeübergangs Kanäle für den Transport des Wärmeträgermediums eingelassen wurden. Mit diesem System konnte bei

einer Zykluszeit von 60 Sekunden, einer Antriebstemperatur von 80°C , einer Rückkühltemperatur von 32°C eine Kälteleistung von $1,3\text{kW}$ erzielt werden. Bei einer Anhebung der Antriebstemperaturen auf 90°C konnte die Kälteleistung auf $1,6\text{kW}$ erhöht werden. Die bei der Systemauslegung anvisierten Wärmeverhältnisse im Bereich von 0,5 konnten trotz Einsatz effizienzsteigernder Maßnahmen wie der Massenerückgewinnung nicht erreicht werden ($COP_{max} \approx 0,23$) [42], [39].

Über das vierte im Rahmen von TOPMACS entwickelte System sind nur wenige Daten veröffentlicht. Dabei handelt es sich um einen mechanisch betriebenen Adsorptionsprozess, bei welchem Wasserstoff von zwei Metallhydridreaktoren abwechselnd de- bzw. adsorbiert wird. Die Nutzkälte entsteht durch Wärmeaufnahme des Wasserstoffes beim Desorptionsvorgang. Das von einem Reaktor freigesetzte verdampfte Kältemittel erfährt im Anschluss eine Druckerhöhung durch eine Vakuumpumpe und wird von dem gegenüberliegenden Reaktor unter Wärmeabgabe an die Umgebung adsorbiert. Laut Aussagen der Autoren konnte die anvisierte Leistungszahl im Bereich $1,5 - 2,5$ aufgrund der mangelnden Wärmeleiteigenschaften der Reaktoren nicht erreicht werden, die gemessenen Werte lagen im Mittel unterhalb von 1. Informationen zu den erzielten Kälteleistungen wurden bisher nicht veröffentlicht [39].

Parallel zu den Forschungsaktivitäten in Europa entstand in den USA eine zweiteilige Arbeit der San Diego State University, welche von Honda Research America unterstützt wurde. Im ersten Teil dieser Studie [43] wurden zunächst alternative Kälteprozesse wie Ab-, Adsorption, der Stirlingprozess und die Thermoelektrik bewertet. Anhand von Kriterien wie Gewicht, Kosten und Leistungsdichte fiel die Entscheidung zugunsten einer abgasbetriebenen Adsorptionskälteanlage der Stoffpaarung Aktivkohle/Ammoniak mit einer Nennleistung von $1,7\text{kW}$ und Antriebstemperaturen bei $160 - 170^{\circ}\text{C}$. Das Abwärmepotenzial für die Szenarien Leerlaufbetrieb, Stadtverkehr und Autobahn wird mit minimal $3,5\text{kW}$ als ausreichend eingestuft. Es wird weiterhin ein vollständiges Konzept vorgeschlagen, welches die Einkopplung der Abgaswärme über einen Wärmeträgermedium an den Adsorber, sowie das Einbringen der Nutzkälte in den Innenraum mittels konventionellem Kältemittel (R-134a) vorsieht. Im zweiten Teil der Studie werden detaillierte Angaben zu verwendbaren Materialien, dem Gesamtgewicht und der Berechnung der Kraftstoffeinsparung bezogen auf verschiedene Fahrzeugklassen gemacht. Die berechneten Einsparungen liegen hier im Bereich von $2 - 3\%$.

Zum Thema Kabinenklimatisierung für LKW entstand zeitgleich eine simulative Studie von Zhong et al., in welcher der Betrieb einer Zwei-Bett-Adsorptionskälteanlage (Zeolith/Wasser), betrieben durch Abgasabwärme und Brennstoffzuheizer, vorgeschlagen wird. Die ermittelten Wärmeverhältnisse bewegen sich hier zwischen 0,23 und 0,5, die maximal erzielte Kälteleistung beträgt ca. 550 W [44].

Im Zuge der Diskussion um die Einführung alternativer Kältemittel für die PKW-Klimatisierung veröffentlichten Jribri et al. eine Studie, in welcher die simulative Bewertung einer abwärmebetriebenen Adsorptionskälteanlage der Stoffpaarung Aktivkohle/HFO-1234ze vorgenommen wird [45]. Dabei wurde mit einer Adsorbensmasse von 80 kg eine Kälteleistung von 2 kW bei Antriebstemperaturen im Bereich von 85°C erzielt.

1.3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Die Literaturrecherche zeigt, dass bisher zahlreiche Untersuchungen im Bereiche mobiler Sorptionskälteanlagen für die Kabinenklimatisierung von Personen- bzw. Lastkraftwagen durchgeführt wurden. Bezogen auf die PKW-Klimatisierung wurden hierbei die vorhandenen Abwärmeströme allgemein als zu gering beurteilt, um den konventionellen Kompressionskälteprozess vollständig zu ersetzen. Die im Rahmen der Recherche aufgeführten Leistungen bereits realisierter Prototypen bewegen sich dennoch in Größenordnungen, welche in zahlreichen Anwendungsfällen einen signifikanten Anteil der erforderlichen Kälteleistung für die PKW-Klimatisierung darstellen. Damit stellt sich die Frage, ob der simultane Betrieb einer Sorptions- und einer Kompressionskälteanlage in der Lage ist, die Effizienz der Kälteerzeugung gegenüber einem konventionellen PKW-Klimatisierungssystem zu steigern. Diese Form des unterstützenden Betriebs durch eine Sorptionskälteanlage im Sinne der Kraftstoffeinsparung gewinnt zusätzlich durch die bereits erwähnte Verfügbarkeit neuer hocheffizienter Adsorbentien an Attraktivität.

Der Schwerpunkt der bisherigen Forschungsarbeit lag in erster Linie auf der Gestaltung des Kälteprozesses und der Abschätzung bzw. Messung von Kälteleistungen unter starker Vereinfachung der Randbedingungen im Fahrzeug. Hierbei wurden beispielsweise die Abwärmeprofile von Motorkühlmittel und Abgas zumeist anhand von stationären Lastpunkten bewertet. Die Systemperipherie für die Anbindung der Sorptionskälteanlage an die Wärmezufuhr der Abwärmequelle, bzw. des Innenraums sowie die Systemrückkühlung wurden hierbei nur sehr rudimentär berücksichtigt.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es daher, eine ganzheitliche Bewertung des unterstützenden Klimatisierungsbetriebes durch eine Sorptionkälteanlage vorzunehmen, welcher neben der Leistungsanalyse sorptiver Kälteerzeugung auch den Einfluss der Systemperipherie innerhalb des Fahrzeugs einschließt. Da ein mobiles System einer großen Bandbreite an Fahrzuständen und klimatischen Bedingungen ausgesetzt sein kann, unter welchen die Verfügbarkeit der Klimatisierung gegeben sein muss, ist dies ebenfalls Gegenstand der Untersuchung.

Im Rahmen dieser Arbeit wird zunächst das Abwärmepotenzial verschiedener Motortypen unter stationären und dynamischen Fahrbedingungen analysiert, um eine geeignete Antriebsquelle für einen Sorptionsprozess zu identifizieren (2). Im Anschluss daran wird im ersten Schritt einer Konzeptstudie ein Sorptionsprozess anhand der Eignung der zugehörigen Stoffpaarungen für eine mobile Anwendung ausgewählt (3.1). Entsprechend definierter Funktionsanforderungen widmet sich Abschnitt 3.2 der Erarbeitung eines konkreten Anlagenkonzeptes für die Integration in das Fahrzeug. Die technischen Aspekte der Wärmeaufnahme im Innenraum und der Systemrückkühlung werden hier vertiefend behandelt.

Der experimentelle Teil dieser Arbeit umfasst den Aufbau und die Vermessung von zwei Adsorptionswärmeübertragern (Kapitel 4), welche für die Realisierung des angedachten Klimatisierungskonzeptes in Frage kommen. Im Anschluss an die messtechnische Auswertung der erreichten Kälteleistung und der Kinetik beider Konzepte erfolgt die Ermittlung globaler Wärmedurchgangskoeffizienten der Adsorptionswärmeübertrager durch simulative Reproduktion des vermessenen De- bzw. Adsorptionsvorganges.

Für die Anbindung der Adsorptionskälteanlage an den Innenraum werden weiterhin Messungen an einem zweiphasigen Sekundärkreislauf vorgenommen (siehe Abschnitt C)

Kapitel 5 widmet sich der Modellierung des erarbeiteten Klimatisierungssystems und der für die Bewertung erforderlichen Fahrzeugumgebung. Die Systembewertung für den unterstützenden Betrieb durch eine abwärmebetriebene Adsorptionskälteanlage und der Vergleich mit der konventionellen PKW-Klimatisierung ist Gegenstand von Kapitel 6. Folgende Aspekte werden hier behandelt:

- Bewertung der experimentell charakterisierten Adsorberkonzepte innerhalb der Fahrzeugumgebung:
Einfluss des Initialzustandes der Adsorberkammern auf die erzielbare anteilige Kälteerzeugung sowie Abhängigkeit des Systembetriebs vom jeweiligen Fahrzyklus
- Auswirkungen des Betriebs zusätzlicher elektrischer Nebenverbraucher sowie der veränderten Leistungsanforderungen an die Kompressionskälteanlage auf das Gesamtsystem
- Einfluss der klimatischen Umgebungsbedingungen auf das Betriebsverhalten
- Bewertung alternativer Systemausprägungen zur Effizienz- bzw. Leistungssteigerung

Verwendete Stoffdaten und Simulationswerkzeuge

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Simulationsmodelle thermischer Systeme basieren auf der in Modelica erstellten Modelldatenbank TIL Suite [46], [47], [48] der TLK-Thermo GmbH.

Für die numerische Berechnung der physikalischen Stoffeigenschaften von Wasser wurden die in der Modelica Standardbibliothek hinterlegten Stoffdaten der IAPWS-97 [49] verwendet. Weitere Stoffdaten entstammen der Stoffdatenbibliothek TILMedia Suite, welche ihrerseits u.a. die Stoffdaten der Bibliothek REFPROP [50] einbindet. Die Stoffdaten des Adsorbens *FAM – Z02* entstammen den Veröffentlichungen durch den Hersteller [25].

Das Abwärmepotenzial des Verbrennungsmotors

Voraussetzung für die Bewertung von Technologien, die sich der Abwärme von Verbrennungsmotoren bedienen, ist eine Analyse der anfallenden Energieströme in Abhängigkeit verschiedener Randbedingungen. Die Betrachtung des Abwärmeprofiles unter stationären Lastbedingungen liefert hierbei einen Überblick über das vorhandene Potenzial. Da die Leistungsanforderungen an PKWs innerhalb des Nutzungszeitraumes stark schwanken, wird im Folgenden auch eine Bewertung des Energieumsatzes im Fahrzyklus unternommen.

2.1 Energiebilanz von Diesel- und Ottomotor

Um einen Überblick über die Größenordnungen genutzter und dissipierter Energie bei Verbrennungsmotoren zu erhalten, eignet sich die Betrachtung der mechanischen Wirkungsgrade. In Abbildung 2.1 sind die Wirkungsgradfelder von Diesel- und Ottomotoren ohne Aufladung, d.h. sog. Saugmotoren, in Abhängigkeit der mittleren Kolbengeschwindigkeit v_K dargestellt. Letztgenannte verhält sich direkt proportional zur Motordrehzahl n und lässt sich über den Kolbenhub H_K anhand folgender Gleichung bestimmen:

$$v_K = 2 \cdot n \cdot H_K \quad (2.1)$$

Das Wirkungsgradfeld ergibt sich durch die Variation der Motorlast, also des anliegenden Drehmomentes. Im Teillastbereich (TL) sind die Wirkungsgrade von Verbrennungsmotoren generell niedriger, als bei Vollast (VL). Der effektive Wirkungsgrad berechnet sich über die nutzbare mechanische Motorleistung P_{eff} , welche an der Kurbelwelle abgegriffen werden kann und den dafür aufgewendeten Brennstoffenergiestrom, der sich wiederum aus dem Produkt von Heizwert des eingesetzten Brennstoffes H_u und dem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} ergibt (Gl. 2.2).

$$\eta_{eff} = \frac{P_{eff}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_u} \quad (2.2)$$

Aus Abbildung 2.1 wird zunächst ersichtlich, dass bei Dieselmotoren der optimale Betriebspunkt, verglichen mit Ottomotoren, bei deutlich niedrigeren Drehzahlen liegt, was auf den langsamer ablaufenden Verbrennungsvorgang bei der Selbstzündung zurückzuführen ist. Da Dieselmotoren höhere Verdichtungsverhältnisse erzielen können, ohne das im Brennraum befindliche Brennstoff-Luft-Gemisch verfrüht zu zünden, liegen die erreichbaren Wirkungsgrade hier grundsätzlich höher. Ottomotoren erreichen demzufolge in Teillast kaum Wirkungsgrade über 25% welche mit steigender Last auf knapp über 30% ansteigen, während sich diese bei Diesel-Saugmotoren im optimalen Drehzahlbereich zwischen 34% und 38% bewegen [51].

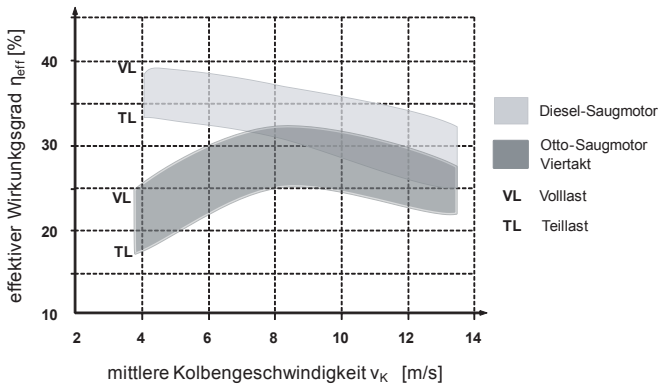


Abbildung 2.1: Effektiver Wirkungsgrad in Abhängigkeit der mittleren Kolbengeschwindigkeit bei Otto- und Diesel-Saugmotoren nach Pischinger et al. [51]

Das Aufladen von Motoren dient in erster Linie der Erhöhung von Leistungsdichte und Beschleunigungsverhalten und hat damit den allgemeinen Trend zum sog. Downsizing von PKW-Motoren eingeleitet. Für Dieselmotoren, welche systembedingt höhere Baumassen aufweisen, ermöglichte dies eine verstärkte Verbreitung gegenüber den bislang dominierenden Ottomotoren. Hinzu kommen die Effizienzsteigerungen, die durch weitere Erhöhung des Zylinderdruckes infolge der Aufladung bei Dieselmotoren erreichbar sind. Hierdurch lassen sich die thermischen Wirkungsgrade auf über 40 % steigern, weshalb das grundsätzlich verfügbare Abwärmenniveau gegenüber Ottomotoren geringer ausfällt.

Sieht man im nächsten Schritt eine quantitative Beurteilung des Abwärmepotenzials vor, so ist zuerst eine Bilanzierung der am Verbrennungsmotor anfallenden Energieströme erforderlich. Betrachtet man den Motor vereinfachend als stationäres, offenes System, so liegen als eintretende Energieströme der Brennstoffenthalpiestrom \dot{H}_{Fuel} und der Enthalpiestrom der eintretenden Umgebungsluft \dot{H}_A an. Die austretenden Ströme sind die effektive mechanische Leistung P_{eff} , der Abgasenthalpiestrom \dot{H}_{Ex} und der aus allen weiteren Energieströmen (z.B. Motorreibung, Verbrennungswärme etc.) resultierende Wärmestrom, welcher der thermischen Masse des Motorblocks zugeführt wird (\dot{Q}_{Wall}) und über den Motorkühlkreislauf und die Luftzirkulation im Motorraum an die Umgebung abgeführt wird (siehe Gl. 2.3, [51]).

$$\dot{H}_{Fuel} + \dot{H}_{Amb} = P_{eff} + \dot{H}_{Ex} + \dot{Q}_{Wall} \quad (2.3)$$

Ausgehend von der vorherigen Darstellung der Wirkungsgrade von Otto und Diesel zeigt Abbildung 2.2 charakteristische Aufteilungen des eingesetzten Brennstoffenergiestromes in Abhängigkeit des effektiven Mitteldruckes (p_{eff}). Der effektive Mitteldruck ist eine fiktive Vergleichsgröße, welche aus der mechanischen Leistung berechnet wird. Diese stellt den mittleren Druck im Zylinder dar, wenn man davon ausgeht, dass die Umwandlung der inneren Energie des Kraftstoff-Luft-Gemisches in mechanische Energie vollständig verlustfrei verläuft. Anhand von Gleichung 2.4 erfolgt die Berechnung der effektiven Leistung (P_{eff}) für einen Viertaktmotor mittels Hubvolumen (V_h), Motordrehzahl (n) und effektivem Mitteldruck (p_{eff}).

$$P_{eff} = \frac{V_h \cdot p_{eff} \cdot n}{2} \quad (2.4)$$

Abbildung 2.2 zeigt, dass die prozentuale Aufteilung der Energieströme vorrangig durch die Motorlast, also vom dargestellten Mitteldruck, bestimmt wird. Die Motordrehzahl (n) spielt hierbei eine untergeordnete Rolle (siehe 2.2 (c)). Der bereits erwähnte höhere Wirkungsgrad des Dieselmotors bewirkt einen größeren Anteil mechanischer Leistung, jedoch zeigt die Grafik (a) auch einen deutlich höheren anteiligen Wärmestrom \dot{Q}_{Wall} , was auf die höheren Zylinderdrücke und den dadurch besseren Wärmeübergang an die Zylinderwand zurückzuführen ist. Da der Dieselmotor mit Luftüberschuss arbeitet, sind die Verbrennungstemperaturen deutlich niedriger und verringern gleichsam den Energiegehalt des Abgases. Der Verbrennungsvorgang beim Ottomotor verläuft hingegen nahezu stöchiometrisch, weshalb die Verbrennungstemperaturen und folglich auch die Abgasenthalpieströme größer ausfallen (b).

Um ein besseres Verständnis für die Größenordnungen dieser Energieströme hinsichtlich der Nutzung für den Betrieb einer Sorptionskälteanlage zu bekommen, wird im Folgenden eine Abschätzung des Energieumsatzes für fünf konstante Fahrgeschwin-

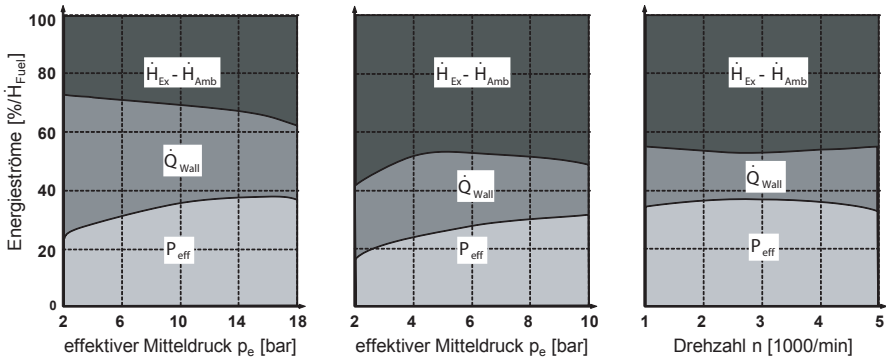


Abbildung 2.2: Aufteilung des Brennstoffenergiestromes bei Dieselmotoren (a) und Ottomotoren (b) in Abh. des effektiven Mitteldruckes, bzw. für Ottomotoren bei Volllast in Abh. der Drehzahl (c) nach Pischinger et al. [51]

digkeiten (30, 50, 80, 120 und 160 km/h) am Beispiel eines Fahrzeuges mit Diesel- bzw. Ottomotor vorgenommen. Bei den hierfür angenommenen mechanischen Leistungen (P_{eff}) handelt es sich um typische Größenordnungen, welche für den stationären Fahrbetrieb eines Fahrzeugs der Golfklasse (ca. 1,5 t Gesamtgewicht) erforderlich sind. Die Aufteilung der Brennstoffenergie erfolgt entsprechend den in den Abbildungen 2.1 bis 2.2 dargestellten Verhältnissen, wobei für die Geschwindigkeiten 30 km/h und 50 km/h , aufgrund des in Realität schlechteren Teillastverhaltens, niedrigere, aus Messdaten abgeleitete mechanische Wirkungsgrade herangezogen werden.

Die Ergebnisse, dargestellt in Abbildung 2.3, zeigen, dass der Wärmestrom \dot{Q}_{Wall} beim Dieselmotor trotz höherem mechanischen Wirkungsgrad in ähnlicher Größenordnung wie beim Ottomotor ausfällt und im unteren Leistungsbereich ($v \leq 50 km/h$) unterhalb von 10 kW liegt. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass ca. 10 % bis 20 % dieses Abwärmestroms über die Motorwand an die Umgebung abgegeben werden und damit das nutzbare Potenzial geringer ausfällt. Vergleicht man die Abgasenthalpieströme beider Motortypen miteinander, so wird deutlich, dass diese beim Ottomotor in allen fünf Lastpunkten dominieren, während diese beim Dieselmotor in ähnlicher Größenordnung wie der Wandwärmeströme (\dot{Q}_{Wall}) sind. Hierbei ist allerdings zu beachten, dass die für die Abschätzung gezogene Systemgrenze nicht die Energieabfuhr durch den am Motoraustritt befindlichen Abgasturbolader berücksichtigt.

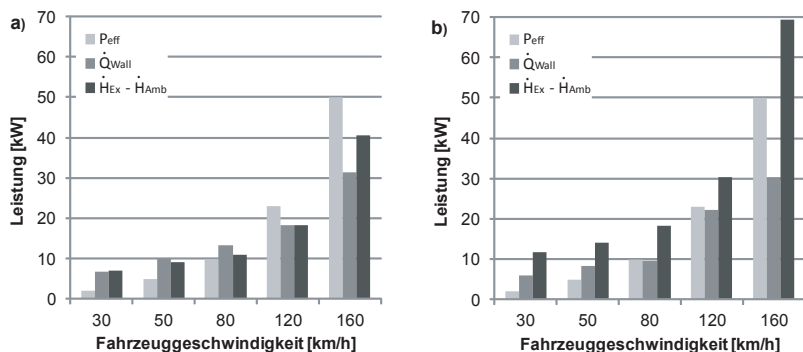


Abbildung 2.3: Aufteilung der Energieströme an einem Dieselmotor (a) und einem Ottomotor (b) in Abhängigkeit konstanter Fahrgeschwindigkeiten: Darstellung von effektiver Motorleistung (P_{eff}), dem durch das Motorgehäuse aufgenommenen Wärmestrom (\dot{Q}_{Wall}) und der Enthalpiestromdifferenz zw. ausgestoßenem Abgas und angesaugter Umgebungsluft ($\dot{H}_{Ex} - \dot{H}_{Amb}$)

2.2 Bewertung des nutzbaren Abwärmepotenzials

Für die Anwendung von Abwärmenutzungstechnologien ist neben der quantitativen Bestandsaufnahme verfügbarer Energieströme auch deren qualitative Bewertung und damit das Einbeziehen der jeweiligen Temperaturniveaus erforderlich. Zusätzlich sind die für die eigentliche Abwärmenutzung nötigen Wärmeübertragungsschritte und deren Verluste mit einzubeziehen. Diese sind besonders bei der Nutzung der Abgasenthalpie wichtig, da die bei der Abgasnachbehandlung auftretenden Energieverluste, sowie weitere nötige Wärmeübertragungsschritte einzubeziehen sind.

Abgas

Die Einführung gesetzlicher Vorschriften für die Begrenzung von Abgasemissionen in den 1970er Jahren und die stetige Herabsetzung zulässiger Grenzwerte führte zur flächendeckenden Einführung von PKW-Katalysatoren, sowohl für Diesel- als auch für Ottomotoren. Um möglichst hohe Konvertierungsraten ($\geq 90\%$) zu gewährleisten, müssen der Drei-Wege-Katalysator des Ottomotors und der Oxidationskatalysator des Dieselmotors auf hohen Betriebstemperaturen gehalten werden und befinden sich daher direkt hinter dem Abgaskrümmen. Die Auskopplung von Abgaswärme durch einen Wärmeübertrager ist daher bei Ottomotoren erst hinter dem Katalysator möglich. Bei Dieselmotoren muss weiterhin der für die Erfüllung der Abgasnorm Euro 4

erforderliche Rußpartikelfilter (DPF) vorgelagert sein, da dieser für die regelmäßige Regeneration mit Temperaturen $\geq 550\text{ }^{\circ}\text{C}$ beaufschlagt werden muss. Die nutzbaren Enthalpieströme verringern sich somit um die strahlungsbedingten und konvektiven Wärmeverluste an die Umgebung. Der schematische Aufbau des Abgasstranges bei der Motorentypen und der in dieser Arbeit betrachtete Ort der Abwärmenutzung ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

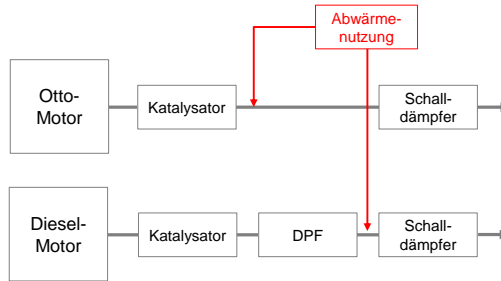


Abbildung 2.4: Schematischer Aufbau des Abgasstranges von Otto- und Dieselmotor

In Abbildung 2.5 sind am Beispiel eines aufgeladenen Otto- und eines Dieselmotors die Temperaturen am Turbinenausstritt ($t_{Ex,ATL,aus}$) den jeweiligen Temperaturen am Ort der Auskopplung des Abgasenthalpiestroms gegenübergestellt. Für den Ottomotor ist dies unmittelbar hinter dem Drei-Wege-Katalysator ($t_{Ex,KAT,aus}$), für den Dieselmotor hinter dem Partikelfilter ($t_{Ex,DPF,aus}$). Die Daten entstanden im Rahmen von Prüfstandsmessungen der Volkswagen AG.

Beabsichtigt man nun die Abgaswärme auf ein flüssiges Wärmeträgermedium zu übertragen, um diese beispielsweise an eine Sorptionskälteanlage heranzubringen, verringert sich der nutzbare Wärmestrom erneut, da eine Abkühlung des Abgasstromes unterhalb der Temperatur des eintretenden Sekundärmediums nicht möglich ist. Weiterhin muss verhindert werden, dass durch die Abkühlung des Abgases der darin enthaltene Wasserdampf auskondensiert und zusammen mit den oxidierten Schwefelbestandteilen des Kraftstoffs korrosive Schwefelsäure bildet. Das untere Temperaturniveau wird demnach durch den Taupunkt des Wasseranteils im Abgas begrenzt. Sofern dieser Taupunkt oberhalb der Umgebungstemperatur liegt, berechnet sich der maximal auskoppelbare Wärmestrom ($\dot{Q}_{Ex,max}$) am Beispiel des Ottomotors anhand

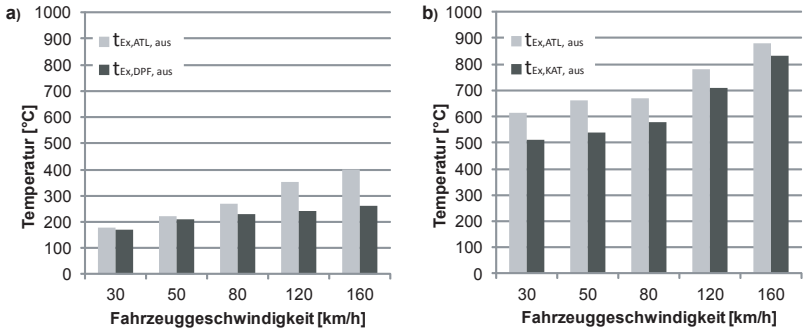


Abbildung 2.5: Vergleich der Abgastemperaturen von Dieselmotor (a) und Ottomotor (b) am Austritt des Abgasturboladers ($t_{Ex,ATL,aus}$), am Austritt des Dieselpartikelfilters bzw. am Austritt des Katalysators ($t_{Ex,KAT,aus}$) in Abhängigkeit konstanter Fahrgeschwindigkeiten

von Gleichung 2.5. Details zur Berechnung der Taupunkttemperatur ($t_{Ex,SatW}$) finden sich im Anhang dieser Arbeit unter A.

$$\dot{Q}_{Ex,max,Otto} = \dot{m}_{Ex} \cdot \bar{c}_{p,Ex} \cdot (t_{Ex,KAT,aus} - t_{Ex,SatW}) \quad (2.5)$$

Um, unabhängig von der Art der Abwärmenutzung, den Anteil im nutzbaren Wärmestrom zu bestimmen, welcher in jede beliebige Energieform transformiert werden kann, werden nachfolgend die in $\dot{Q}_{Ex,max}$ enthaltenen Exergieströme anhand von Gleichung A.3 berechnet. Details hierzu finden sich ebenfalls unter A.

$$\dot{E}_{Ex,max,Otto} = \dot{E}_{Ex,KAT,aus} - \dot{E}_{Ex,SatW} \quad (2.6)$$

Die anhand von Gleichung 2.5 berechneten, maximal auskoppelbaren Wärmeströme sind in Abbildung 2.6 dargestellt. Demnach weisen beide Motoren bei einer Geschwindigkeit von 30km/h ein ähnliches Potenzial auf. Vergleicht man allerdings den Exergiegehalt dieser Wärmeströme, so erweist sich das nutzbare Potenzial des Ottomotors als deutlich höher. Während der maximale Abgasexergiestrom des Dieselmotors in diesem Betriebspunkt bei 0,8kW liegt, beträgt dieser beim Ottomotor unter gleichen Lastbedingungen ca. 2kW und steigt bei einer Geschwindigkeit von 160km/h auf ca. 38kW an. Bei höheren Motorlasten ($v \geq 80\text{km/h}$) ist dieser Unterschied auch anhand des Wärmestrom $\dot{Q}_{Ex,max}$ ablesbar, welcher beim Ottomotor in beinahe doppelter Höhe anfällt.

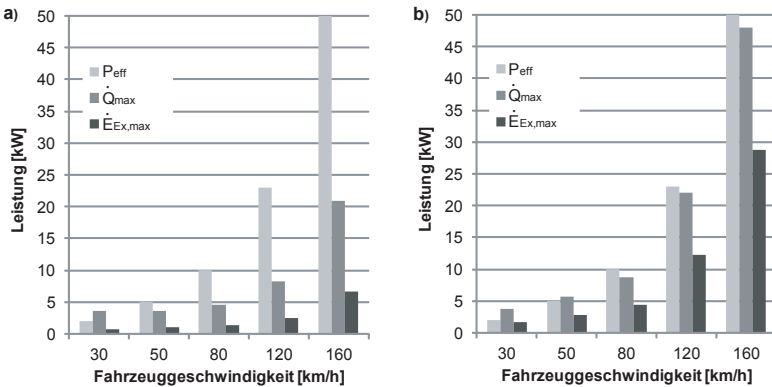


Abbildung 2.6: Vergleich der effektiven Motorleistung (P_{eff}), des maximal nutzbaren Anteils des Abgasenthalpiestroms ($\dot{Q}_{Ex,max}$) und des nutzbaren Exergiestroms ($\dot{E}_{Ex,max}$) von Diesel- (a) und Ottomotor (b) bei konstanten Fahrgeschwindigkeiten

Aussagekräftiger als die Betrachtung stationärer Betriebsbedingungen ist die Untersuchung des dynamischen Energieumsatzes im Fahrzyklus, da hierdurch der Aufwärmvorgang des Motors und damit der Zeitpunkt der Verfügbarkeit von Abwärme als Bewertungskriterium hinzukommt. In Abbildung 2.7 ist der Temperaturverlauf der Abgastemperatur am Katalysatoraustritt eines Ottomotors während des NEFZ-Zyklus dargestellt. Diese zeigt, dass der Aufheizvorgang des Katalysators unter diesen Bedingungen ca. 150 Sekunden in Anspruch nimmt und ab diesem Zeitpunkt Abwärme bei Temperaturen $\geq 300^\circ\text{C}$ zur Verfügung steht. Der Vergleich mit dem hinterlegten Geschwindigkeitsprofil verdeutlicht die starke Lastabhängigkeit der Temperatur und damit auch des nutzbaren Abwärmestroms. Beim Dieselmotor verläuft der Aufheizvorgang wesentlich langsamer, was auf die bereits erwähnten, niedrigeren Abgastemperaturen zurückzuführen ist. Zusätzlich macht sich der Einfluss des Partikelfilters bemerkbar, der als thermische Masse die Temperaturveränderungen dämpft (siehe Abb.2.8).

Um das zum Zwecke der Abwärmenutzung vorhandene thermische Potenzial des Abgasstromes im Verlauf des NEFZ zu bewerten, wird im Folgenden erneut der maximal nutzbare Wärmestrom $\dot{Q}_{Ex,max}$ (Gl.2.5) am Beispiel des Ottomotors berechnet. Aufgrund der instationären Bedingungen, wird dabei vereinfachend von einer konstanten Taupunkttemperatur ($t_{SatW,Ex}$) in Höhe von 60°C ausgegangen. Abbildung 2.9 zeigt, dass die nutzbaren Wärmeströme im Stadtzyklus des NEFZ ($t \leq 800\text{sek.}$)

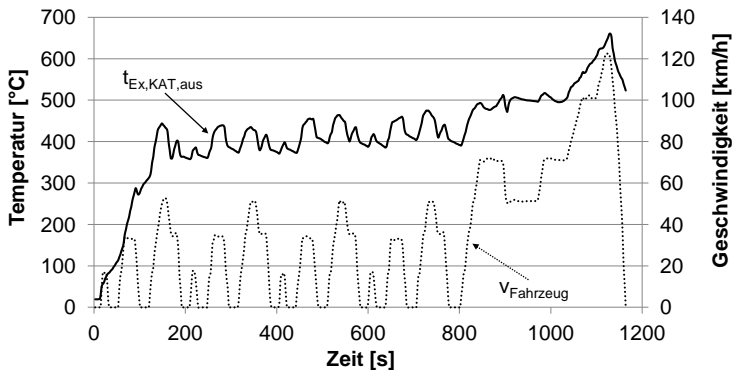


Abbildung 2.7: Geschwindigkeitsprofil des NEFZ und gemessene Abgastemperatur am Austritt des Katalysators ($t_{Ex,KAT,aus}$) eines Ottomotors

aufgrund der geringen Motorlasten und der Standphasen durchschnittlich bei knapp 2kW liegen. Im Überlandzyklus ($t > 800\text{sek.}$) steigert sich dieses Potenzial auf durchschnittlich $7,7\text{kW}$. Im Vergleich hierzu beträgt der enthaltene Exergiestrom im Stadtzyklus ca. $0,8\text{kW}$ und im Überlandzyklus ca. $3,5\text{kW}$.

Motorkühlmittel

Um die infolge der hohen Verbrennungstemperaturen entstehenden Bauteilbelastungen zu verringern, sind moderne Verbrennungsmotoren mit einem komplexen Kühlkanalsystem ausgestattet. Dies ermöglicht es, die über die Zylinderwand eingetragene Wärme mittels Wärmeträgermedium an die Umgebung oder den Fahrzeuginnenraum abzugeben. Neben den Zylindern, der primären Wärmequelle, sind in diesen Kühlkreislauf weitere Komponenten, wie beispielsweise Wärmeübertrager zur Kühlung des Motor- und Getriebeöls sowie der Abgaskühler für die Abgasrückführung, eingebunden. Der schematische Aufbau eines derartigen Kühlsystems ist vereinfacht in Abbildung 2.10 dargestellt. Innerhalb des gesamten Netzwerkes wird grundsätzlich zwischen dem sog. kleinen und dem großen Kreislauf unterschieden. Der kleine Kreislauf (durchgezogene Linie in Abb. 2.10) dient dem schnelleren Aufheizen des kalten Motors und führt daher die Wandwärme des Motors direkt an den Motorölkühler und, im Sinne des Fahrkomforts, an den Heizungswärmeübertrager. Ist der Aufheizevorgang abgeschlossen und hat der Motor die Betriebstemperatur erreicht, öffnet sich das Thermostat, um die überschüssige Wärme über den Hauptwasserkühler an die Umgebung abzugeben. Mit der Durchströmung des Hauptwasserkühlers erweitert

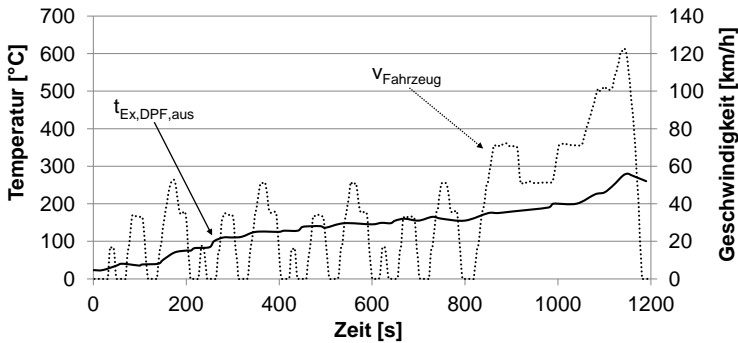


Abbildung 2.8: Geschwindigkeitsprofil des NEFZ und gemessene Abgastemperatur am Austritt des Partikelfilters ($t_{Ex,DPF,aus}$) eines Dieselmotors

sich die Zirkulation des Kühlmittels nun auf den großen Kreislauf (durchgezogene und gestrichelte Linie in Abb. 2.10). Damit sich die mittleren Kühlmitteltemperaturen im Motor unabhängig von der jeweiligen Motorlast in einem Bereich zwischen 80 und 100°C befinden, regelt das Thermostat temperaturabhängig die Durchflussmenge über den Hauptwasserkühler und damit die abgeführte Wärmemenge. Als weiteres Instrument zur Regelung der Kühlmitteltemperatur dient der Kühlerlüfter, dessen Leistung abhängig von der Wärmeabfuhr des Motors und des Kältemittelkondensators durch das Motorsteuergerät vorgegeben wird.

Bedingt durch die zunehmende Verbreitung aufgeladener Verbrennungsmotoren, ist der sog. Niedertemperaturkreislauf (in Abb. 2.10 gepunktet dargestellt) vor allem bei Motoren höherer Leistungsklassen üblich. Dieser dient der Kühlung der durch die Verdichtung erwärmten Ansaugluft und ermöglicht dadurch eine effektivere Befüllung des Zylinders. Für die Begrenzung der Bauteiltemperaturen (v.a. bei Ottomotoren) und für die Erhöhung der Verdichtungsleistung ist die Abgasturbine ebenfalls in diesen Kreislauf integriert.

Entsprechend der Analyse der Abgasenthalpieströme werden im Folgenden für die bereits betrachteten konstanten Geschwindigkeiten der jeweils über den Hauptwasserkühler abgeführte Enthalpiestrom ($\dot{H}_{Li,q,HWK}$) und der Exergiestrom ($\dot{E}_{Li,q,HWK}$, Gleichung A.6) von Diesel- und Ottomotor gegenübergestellt. Geht man davon aus, dass das Thermostat exakt die überschüssige Wärme, welche nicht für den Erhalt des optimalen Betriebszustandes benötigt wird, an die Umgebung abgibt, so entspricht dieser Wärmestrom der maximal nutzbaren Energie des Kühlmittels. Details zu den Berechnungen der genannten Größen befinden sich im Anhang unter A.3.

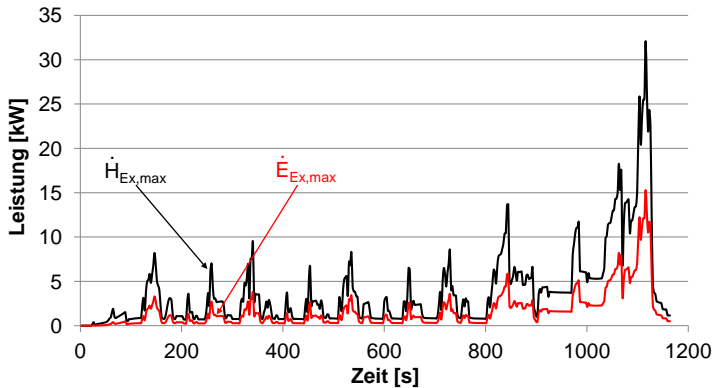


Abbildung 2.9: Maximal nutzbarer Exergiestrom ($\dot{E}_{Ex,max}$) und maximal nutzbarer Anteil $H_{Ex,max}$ des Abgasenthalpiestromes eines aufgeladenen 4-Zylinder Ottomotors im Verlauf des NEFZ

Die Ergebnisse, dargestellt in Abbildung 2.11, spiegeln das bereits diskutierte Verhalten des Dieselmotor wider. Dieser gibt anteilig mehr Abwärme über die Motorwand als über den Abgasstrom an die Umgebung ab. Daher beträgt der Wärmestrom $\dot{H}_{Liq,HWK}$ auch bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h bereits 5 kW und steigt bei 160 km/h auf 31 kW an. Der Ottomotor zeigt zwar aufgrund der niedrigeren Wirkungsgrade ähnliche Kühlmittelwärmeströme, jedoch dominiert vor allem im oberen Leistungsbereich die Wärmeabfuhr über das Abgas. In Abbildung 2.11 finden sich ebenfalls die anteiligen Exergieströme des Kühlmittels. Aufgrund der im Verhältnis zum Abgas wesentlich niedrigeren Temperaturen, ist die Exergie trotz allgemein höherer Wärmekapazitätsströme deutlich geringer und liegt bei beiden Motortypen bei Geschwindigkeiten $\leq 50 \text{ km/h}$ unterhalb von $0,5 \text{ kW}$. Diese steigen zwar beim Ottomotor innerhalb der hier betrachteten Betriebsbedingungen auf ca. 6 kW an, jedoch dürften die Nutzungsmöglichkeiten für weitere Energiewandlungsprozesse sehr beschränkt sein.

Das Kriterium der zeitlichen Verfügbarkeit nutzbarer Abwärmeströme wiegt bei der Betrachtung des Kühlmittels besonders schwer, da der Aufheizevorgang des Motors allgemein länger dauert, als der des Katalysators. Generell wäre es denkbar, dem Motorkühlkreislauf bereits vor dem vollständigen Aufwärmen des Motors Energie zu entziehen, jedoch würde dies zu einer Beeinträchtigung des Betriebes und damit zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch führen. In Anlehnung an die bisherigen Untersuchungen ist in Abbildung 2.12 der Temperaturverlauf am Eintritt des Mo-

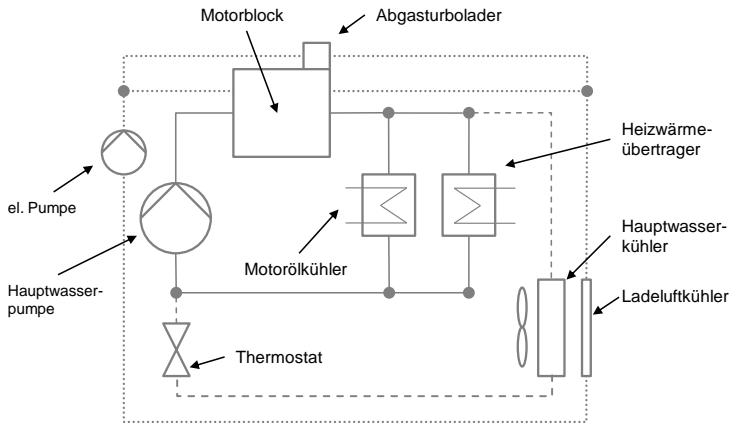


Abbildung 2.10: Schema des Kühlkreislaufs eines aufgeladenen Pkw-Motors, durchgezogene Linie: kleiner Kreislauf, gestrichelte Linie: großer Kreislauf, gepunktete Linie: Niedertemperaturkreislauf

torkühlmittels in den Hauptwasserkühler des bereits herangezogenen Ottomotors dargestellt. Motoraustrittstemperaturen von 80°C werden erst in der letzten Hälfte des Zyklus erreicht. Entsprechend können am Hauptwasserkühler erst ab Sekunde 1050, gegen Ende des Überlandzyklus, nutzbare Exergieströme bilanziert werden. Innerhalb dieses Zyklus bietet demnach das Motorkühlmittel kaum relevante Nutzungsmöglichkeiten.

Fazit

Um das im Abwärmepotenzial eines Verbrennungsmotors für den Antrieb einer Sorptionskälteanlage zu bewerten, wurden zunächst die thermischen Wirkungsgrade und die Aufteilung der Energieströme anhand eines Diesel- und eines Ottomotors diskutiert. Im nächsten Schritt wurden die in Motorkühlmittel und Abgas vorliegenden Enthalpie- und Exergieströme anhand realer Messdaten dargestellt.

Das nutzbare exergetische Potenzial des Motorkühlmittels fällt bei beiden betrachteten Motoren ähnlich gering aus, was auf das geringe Temperaturniveau zurückzuführen ist. Als mögliche Energiequelle einer Sorptionskälteanlage erscheint zusätzlich das träge Aufheizverhalten des Kühlkreislaufes als hinderlich, da überschüssige Wärme erst nach längeren Fahrdauern und bei erhöhten Leistungsanforderungen anfällt.

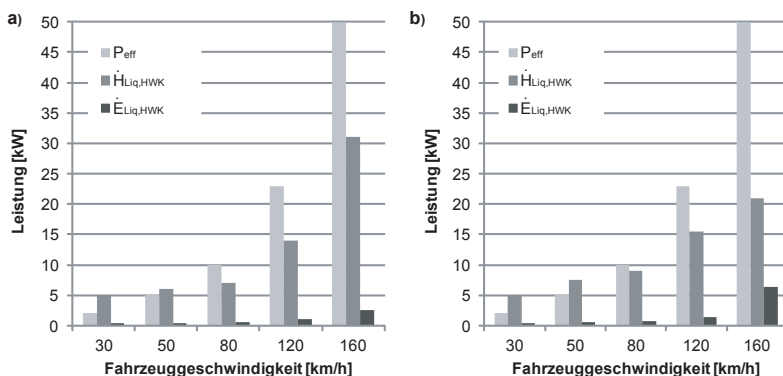


Abbildung 2.11: Gegenüberstellung von effektiver Motorleistung (P_{eff}) und im Motor-kühlkreislauf verfügbarer Enthalpie- und Exergieströme ($\dot{H}_{Liq,HWK}$, $\dot{E}_{Liq,HWK}$) eines Diesel- (a) und eines Ottomotors (b) bei konstanten Fahrgeschwindigkeiten

Die Nutzung von Abgas erscheint aufgrund des höheren Temperaturniveaus und dem deutlich schnelleren Aufheizverhalten vorteilhafter. Bei Betrachtung der gemessenen Abgasenthalpieströme wird deutlich, dass Dieselmotoren aufgrund der höheren Wirkungsgrade und der geringeren Verbrennungstemperaturen ein deutlich geringeres Potenzial aufweisen. Im Falle des betrachteten Ottomotors liegt der maximal nutzbare Abgasenthalpiestrom bei konstanten Geschwindigkeiten von 30 bis 80 km/h zwischen 3 und 8,5 kW, der anteilige Exergiestrom liegt zwischen 2 kW und 4,5 kW.

Im Verlauf des NEFZ zeigt Profil des Abgasenthalpiestromes infolge der Standphasen ein deutlich geringeres nutzbares Wärmeangebot, welches im Mittel von 2 kW im Stadtzyklus und 7,7 kW im Überlandzyklus variiert, der exergetische Anteil fällt hier ähnlich wie bei der statischen Betrachtung ca. 50 % geringer aus.

Sieht man den Einsatz einer abwärmebetriebenen Kälteanlage für die PKW-Klimatisierung vor und nimmt man für derartige Anlagen eine Wärmeverhältnis von 50 % an, so bestätigt sich die in einigen Literaturquellen getätigte Aussage, dass das Abwärmeangebot innerhalb des Fahrzyklus für den vollständigen Ersatz der Kompressionskälteanlage nicht ausreicht. Die theoretisch erzielbaren Kälteleistungen von ca. 1 bis 3,5 kW bewegen sich allerdings in einer Größenordnung, welche die Unterstützung der mechanisch betriebenen Kälteanlage durch ein sorptives System rechtfertigt und möglicherweise eine Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades der Kälteerzeugung und damit eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches ermöglicht.

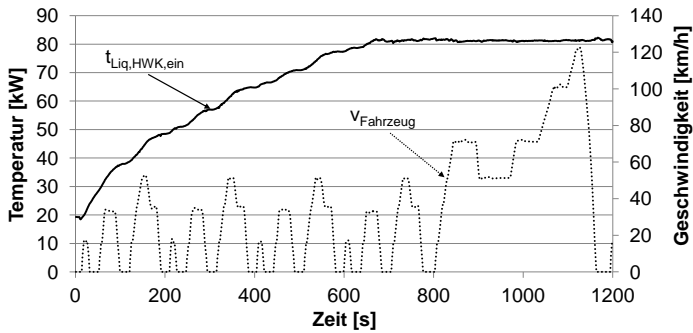


Abbildung 2.12: Kühlmitteltemperatur am Eintritt des Hauptwasserkühlers ($t_{\text{Liq,HWK,ein}}$) eines Ottomotors im Verlauf des NEFZ

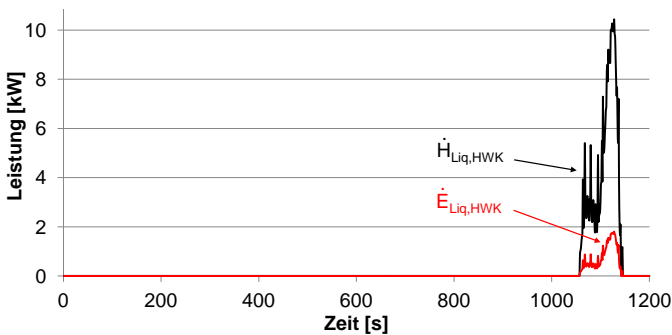


Abbildung 2.13: Verfügbarer Enthalpie- und Exergiestrom ($\dot{H}_{\text{Liq,HWK}}$, $\dot{E}_{\text{Liq,HWK}}$) im Kühlmittelkreislauf eines Ottomotors im Verlauf des NEFZ

Anlagenkonzept für eine mobile Anwendung

Ziel dieser Arbeit ist die Bewertung eines abwärmebetriebenen Kälteprozesses für die Unterstützung des mechanisch betriebenen PKW-Klimatisierungssystems. Hierfür wird im vorliegenden Kapitel ein geeigneter Prozess sowie darauf aufbauend ein Anlagenkonzept erarbeitet, welches den Randbedingungen einer mobilen Anwendung gerecht wird. Bei der Diskussion möglicher Sorptionsprozesse wird zunächst auf die Eignung verfügbarer Sorptionsmaterialien eingegangen. Anschließend werden ein Sorptionsprozess ausgewählt und Konzepte für die Systemrückkühlung und die Anbindung an den Fahrzeuginnenraum diskutiert. Ergebnis dieses Kapitels ist der Entwurf eines Klimatisierungskonzeptes, welches anschließend durch experimentelle Untersuchungen an ausgewählten Komponenten charakterisiert und darauffolgend in ein Simulationsmodell überführt wird.

3.1 Auswahl eines Sorptionsprozesses

Die Auswahl der Stoffpaarungen orientiert sich an dieser Stelle an der Wahl eines geeigneten Kältemittels, da an dieses, im Sinne der Sicherheit der Fahrzeuginsassen, besondere Sicherheitsanforderungen gestellt werden.

Kältemittel

Einen Überblick über die am häufigsten in Sorptionskältemaschinen verwendeten Kältemittel liefert Tabelle 3.1, welche deren physikalischen Eigenschaften bei einer beispielhaften Verdampfungstemperatur von 5°C zeigt.

Die geforderte Prämisse der uneingeschränkten Personensicherheit lässt sich im Wesentlichen an den Kriterien Toxizität und möglicher Brennbarkeit des Kältemittels

Kältemittel	p_0 [bar]	ρ_0 [kg/m ³]	Δh_0 [kJ/kg]	Risiko
Ammoniak	5,157	4,115	1610	giftig, bedingt brennbar
Methanol	0,055	0,078	1043	giftig, brennbar
Ethanol	0,023	0,046	1151	brennbar
Wasser	0,009	0,007	2510	-

Tabelle 3.1: Eigenschaften der wichtigsten Kältemittel für Sorptionskälteprozesse bei $t_0 = 5^\circ\text{C}$: p_0 : Dampfdruck, ρ_0 : Dichte, Δh_0 : Verdampfungsenthalpie (Quelle: Refprop)

im Falle einer Freisetzung bewerten. Trotz vorteilhafter Drucklage und Verdampfungsenthalpie scheidet damit die Verwendung von Ammoniak aus. Gleiches gilt für Methanol.

Bei den Stoffen Methanol, Ethanol und Wasser liegt der Dampfdruck bei 5°C unterhalb von 1bar. Demzufolge müssen bei der Konstruktion der Anlage Maßnahmen gegen die Inertgasdiffusion getroffen werden, welche von außen bzw. durch interne Korrosionsvorgänge, entstehen kann. Dies könnte beispielsweise der Einsatz einer Gasfalle oder das Vorhalten von Ventilen für das Absaugen innerhalb von regelmäßigen Wartungsintervallen sein. Bei dem Betrieb im Vakuumbereich ist zudem mit einem höheren Anlagenvolumen zu rechnen, da für den Transport des Kältemitteldampfes aufgrund der geringen Gasdichte große Strömungsquerschnitte vorgehalten werden müssen.

Entscheidend für die Größenordnung der intern zirkulierenden Kältemittelmassenströme ist die spezifische Verdampfungsenthalpie. Diese spielt besonders bei Adsorptionsprozessen eine wichtige Rolle, da diese neben der spezifischen Kältemittelbeladungsmenge unmittelbar die Wärmemenge bestimmt, die während eines Adsorptionszyklus umgesetzt werden kann. Bei Verwendung eines Kältemittels mit geringer Verdampfungsenthalpie muss der geringere Energieumsatz pro Zyklus entweder durch Integration größerer Mengen an Adsorbens oder durch eine schnelle De- bzw. Adsorptionskinetik kompensiert werden. Im Falle einer Absorptionskälteanlage kann dies durch die Erhöhung des Lösungsmittelumlaufes ausgeglichen werden, was jedoch einen erhöhten elektrischen Energiebedarf durch das Anheben der Pumpenleistung zur Folge hat.

Aufgrund der genannten sicherheitstechnischen Anforderung in Verbindung mit der gegenüber vergleichbaren Medien deutlich höheren Verdampfungsenthalpie, wird Wasser als das am ehesten geeignete Kältemittel für eine mobile Sorptionskälteanlage betrachtet. Da eine derartige Anlage im Vakuumbereich betrieben wird, führt dies im Vergleich zu Überdrucksystemen zu einem deutlich größeren Anlagenvolumen. Das

Verhindern der Intertgasdiffusion ist zudem im Falle einer mobilen Anlage, welche ständigen Vibrationen ausgesetzt ist, eine große Herausforderung für die Gestaltung der Vakuumschale. Um mögliche Beschädigungen der Kälteanlage durch Gefrieren des Kältemittels zu verhindern, müssen hierbei außerdem konstruktive Maßnahmen ergriffen werden, um eine zerstörungsfreie Volumenausdehnung bei der Erstarrung des Kältemittels zu gewährleisten.

Sorptionsmaterial

Bei der Auswahl eines Sorptionsmittels für das Kältemittel Wasser, stellt sich zunächst die Frage nach der Art des einzusetzenden Sorptionsprozesses. Für den Betrieb eines Absorptionsprozesses kommt in erster Linie Lithiumbromid in Betracht. Die bereits in Abschnitt 1.2 erwähnte Korrosivität der Salzlösung, macht jedoch eine mobile Anwendung, durch mögliche Folgeschäden bei der Freisetzung unwahrscheinlich. Der Ersatz von Lithiumbromid durch ein Lösungsmittel basierend auf einer ionischen Flüssigkeit wäre grundsätzlich denkbar und könnte die Problematik der Korrosivität beheben. Die technische Umsetzung des Absorptionsvorgangs erfolgt bisher unter Verwendung von Rohrbündelwärmeübertragern, welche mit einem Rieselfilm beaufschlagt werden (siehe S. 4). Deren Leistungsfähigkeit wird unter anderem durch den Benetzungsgrad der Rohre bestimmt, weshalb dem Lösungsmittel in der Regel Additive beigemischt werden, um die Oberflächenspannung zu reduzieren. Diese Absorber sind somit nicht lageunabhängig verwendbar und damit für eine mobile Anwendung weniger geeignet [52]. Erschwerend hinzu kommt das hohe Gewicht und das Bauvolumen der für die Wärmeübertrager verbauten Kupferrohre. Versuche mit alternativen Absorberkonzepten basierend auf Plattenwärmeübertragern wurden zwar in Vergangenheit durchgeführt, jedoch gibt es hier bisher keine Erfahrung in Verbindung mit ionischen Flüssigkeiten [53] [54].

Sieht man den Einsatz eines Adsorptionsprozesses mit dem Kältemittel Wasser vor, stehen grundsätzlich die unter 1.2 diskutierten Adsorbentien zur Auswahl. Für eine weitere Eingrenzung müssen nun die Randbedingungen wie Prozesstemperaturen und Funktionalität der Anlage festgelegt werden.

Bezogen auf die unter 2.2 ermittelten Abgastemperaturen des untersuchten Ottomotors sind prinzipiell alle der genannten Zeolithe, Silikagele und zeolithähnlichen Materialien verwendbar. Dies gilt jedoch nur, sofern die Desorptionsenergie direkt dem Abgas entzogen wird, ohne dass die Abwärme an ein Wärmeträgermedium übergeben wird. Dieses wurde bereits in früheren Projekten unternommen [37] [36] und ist mit einer Reihe von Nachteilen verbunden. Hierzu gehört die Bauteilbelastung infolge des heißen und korrosiven Abgasstromes, die erschwerte Temperaturregelung

aufgrund der im Fahrzyklus stark schwankenden Abgastemperaturen und das Festlegen auf die Positionierung der Anlage im Bereich des Abgasstranges. Das Konzept der direkten Einkopplung von Abgaswärme wird daher in dieser Untersuchung nicht weiter verfolgt.

Wird die Abgaswärme mittels Wärmeübertrager an ein Wärmeträgermedium übergeben, sind die Effizienzverluste infolge der Verringerung des Temperaturniveaus in der Regel erheblich. Die Ursache hierfür liegt in der Gestaltung der Abgasführung, welche bei maximaler Durchströmung nur geringfügige Druckverluste verursachen darf, um die Motorleistung infolge verminderter Spülung der Zylinder nicht zu beeinträchtigen. Demzufolge sind dem abgasseitigen Wärmeübergang und der im Abgasstrang integrierbaren Wärmeübertragungsfläche technische Grenzen gesetzt, wodurch ein Großteil des vorliegenden Abwärmepotenzials nicht genutzt werden kann. Fallen die Abgastemperaturen aufgrund geringer Motorlast niedrig aus, können die für die Desorption eines stark hydrophilen Zeolith (z.B. Na-X) erforderlichen Desorptionstemperaturen unter Umständen nicht erreicht werden (siehe Abb.1.4, S. 10) [24]. Das sorptive Potenzial derartiger Materialien kann demnach nicht ausgeschöpft werden.

Legt man die Adsorptionskälteanlage aufgrund der aufgeführten Restriktionen für niedrigere Antriebstemperaturen aus, so können grundsätzlich alle Materialien verwendet werden, die eine geringere Hydrophilie aufweisen. Bezogen auf den Materialvergleich anhand von Adsorptionsisothermen (Abb. 1.4, S. 10) weisen diese Materialien auch bei relativen Drücken von z.B. 0,1 noch einen deutlich geringeren Kältemittelbeladungsanteil ($< 0,1 \text{ kg/kg}$) als der erwähnte Zeolith Na-X auf. Ein möglicher Kandidat wäre beispielsweise das Silikagel Grace 127B, welches in zahlreichen stationären Adsorptionskälteanlagen eingesetzt wird. Dieses benötigt jedoch für das Erreichen hoher Kältemittelbeladung im Vergleich zu anderen Sorbentien relativ hohe Verdampfungsdrücke. Die Folge wären Verdampfertemperaturen im Bereich von 15°C , was bezogen auf eine Fahrzeuganwendung zu einem erhöhtem Temperaturniveau der in die Kabine eintretenden Luft führen würde. Im Sinne des Insassenkomforts sind Luftaustrittstemperaturen aus dem Verdampfer im Bereich von $5 - 10^\circ\text{C}$ gefordert, weshalb dieses Adsorbens für die angedachte Anwendung ungeeignet ist.

Neben dem Material AIPO-18, welches wie bereits erwähnt (S. 6) keine Zyklusstabilität aufweist, erzielt FAM-Z02 die größten spezifischen Beladungsänderungen innerhalb der gegebenen Randbedingungen auf und wird daher für die folgenden Untersuchungen herangezogen. Da für die Desorption Temperaturen im Bereich von 85 bis 95°C ausreichend sind, ist hierfür ebenfalls die Nutzung von heißem Motorkühlmittel denkbar. Entsprechend den unter 2.2 durchgeführten Untersuchungen, wird

diese Energiequelle jedoch aufgrund des geringen Nutzungspotenzials nicht weiter betrachtet.

3.2 Anlagenkonzept der Adsorptionskältemaschine

Ziel des folgenden Abschnittes ist es, für die gewählte Stoffpaarung ein Anlagenkonzept zu entwerfen, welches sich für eine Fahrzeugintegration eignet. Mit dem Ziel der Reduktion des Kraftstoffverbrauches muss es gleichzeitig in der Lage sein, die vorhandene Kompressionskälteanlage zu unterstützen. Entsprechend der Erörterungen von vorhandenem energetischen Potenzial (2.2) und Komplexität der technischen Umsetzung ist als Wärmequelle die Nutzung von Abgas mittels Sekundärkreislauf vorgesehen.

Wie bereits in Abschnitt 1.2 erläutert, sind für die Realisierung des zyklischen Betriebs einer Adsorptionskälteanlage verschiedene Anlagenkonfigurationen denkbar. Das in Abbildung 1.2 (S.5) dargestellte Konzept, bestehend aus einer Adsorberkammer, einem Verdampfer und einem Kondensator, ist hinsichtlich der geringen Komplexität für eine mobile Anwendung durchaus interessant. Dieses Konzept ermöglicht jedoch nicht das permanente Kühlen des Innenraums, da in der Desorptionsphase keine Kälte erzeugt werden kann. Das angedachte Klimatisierungskonzept sieht weiterhin nicht den Einsatz eines Kraftstoffbrenners vor, so dass nicht gewährleistet werden kann, dass der Adsorber gegen Ende jeder Fahrt vollständig desorbiert wird. Bei einer Abfolge von kurzen Fahrstrecken ist es demnach möglich, dass die Fahrdauer für eine Regeneration des Systems nicht ausreicht und damit über einen längeren Zeitraum nicht zur Verfügung steht. Das Ein-Kammer-Konzept ist insofern eher für eine Anwendung als Kältespeicher interessant, bei welchem eine externe Wärmequelle dafür sorgt, dass der Speicher vor jeder Fahrt einsatzbereit ist.

Das Zwei-Kammer-System (siehe Abb. 1.3, S. 6) garantiert zwar keine permanente Verfügbarkeit, da weiterhin eine Abhängigkeit von den vorliegenden Abgasenthalpieströmen besteht. Das simultane De- und Adsorbieren von zwei Kammern ermöglicht jedoch eine flexiblere Anpassung an das dynamische Lastverhalten des Verbrennungsmotors innerhalb einer gegebenen Fahrzyklusdauer. Voraussetzung hierfür ist jedoch ein möglichst dynamisches System, welches den Wärme- und Stofftransport innerhalb kurzer Zyklusdauern gewährleistet.

Anlagenkonzepte, welche die direkte Integration von Adsorptionssystemen in den Kältemittelkreislauf vorsehen, werden aufgrund der erhöhten Regelungskomplexität [55] sowie der geringen Verdampfungsenthalpie möglicher Kältemittel (z.B. R-134a, [56]) nicht näher betrachtet.

Ein mögliches Anlagenkonzept einer Zwei-Kammer Anlage einschließlich der System-peripherie ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Für das wechselseitige Kühlen und Erwärmen der Adsorptionskammern und das serielle Durchströmen des Kondensators sind insgesamt vier 3/2-Wege-Ventile und zwei Pumpen erforderlich. Eine weitere Pumpe wird für das Anbinden eines Luft-Flüssigkeits-Wärmeübertrager benötigt, der die Wärme aus dem Fahrzeuginnenraum aufnimmt.

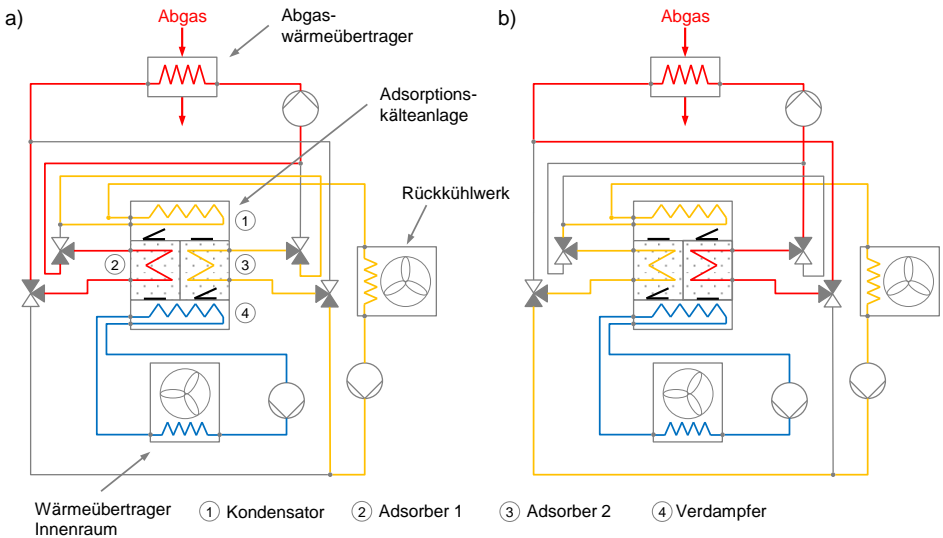


Abbildung 3.1: Anlagenkonzept einer Zwei-Kammer Adsorptionskälteanlage mit Anbindung an einen Abgaswärmeübertrager: a) Desorption Adsorber 1, b) Desorption Adsorber 2

Neben dem in Abbildung 3.1 dargestellten Konzept sind weitere Maßnahmen bei der Systemgestaltung wie Wärme- und Massenrückgewinnung denkbar, um die Leistung bzw. den Wirkungsgrad der Anlage zu steigern. Qu et al. konnten durch diese Maßnahmen die Leistung um 20% und die Leistungszahl um 30% steigern [57]. Diese werden jedoch aufgrund der damit einhergehenden Steigerung der Systemkomplexität für die zusätzlich schaltbare Verbindung beider Adsorberkammern bzw. des erhöhten technischen Aufwandes für die wechselseitig serielle Durchströmung der Sekundärkreisläufe nicht weiter betrachtet.

3.3 Rückkühlung der Adsorptionskältemaschine

Die Effizienz von Kälteanlagen wird maßgeblich von dem Temperaturniveau bestimmt, auf welchem dem jeweiligen Prozess Wärme zu- und abgeführt wird. Die unterste Grenze für das Temperaturniveau der Wärmeabfuhr ist bei mobilen Kälteanlagen die vorherrschende Umgebungstemperatur, da bei diesen Systemen in der Regel keine nasse Rückkühlung vorgesehen ist.

Beabsichtigt man die Verwendung einer Adsorptionskälteanlage für die PKW-Klimatisierung, so stellt neben der verfügbaren Abwärme aller Voraussicht nach die Rückkühlung eine Begrenzung der maximal installierbaren Kälteleistung dar. Grund hierfür sind einerseits die Wärmeverhältnisse (Verhältnis aus Nutz- und Antriebswärme) einstufiger Sorptionsprozesse, welche auch mit effizienzsteigernden Maßnahmen wie Wärme- und Massenerückgewinnung kleiner als 100% ausfallen [29]. Folglich müssen dem Prozess große Wärmeströme zu- und abgeführt werden, wobei entgegen einer stationären Anwendung der verfügbare Raum für Rückkühlflächen im Fahrzeug stark begrenzt ist. Die zweite Herausforderung ergibt sich aus dem im Vergleich zu Kompressionskälteanlagen höheren Sensibilität gegenüber dem Temperaturniveau der Rückkühlung. Bei einem Anstieg führt dies nicht nur zu einer Verringerung des Wirkungsgrades, sondern auch zu einer Reduktion der erzielbaren Kälteleistung.

Der Einfluss der bei der Adsorption anliegenden Rückkühltemperatur auf die Gleichgewichtsbeladung des ausgewählten Adsorbens (FAM-Z02), lässt sich, wie bereits in Abbildung 1.4 (S.10), anhand von Adsorptionsisothermen veranschaulichen. Neben der vereinfachten Ableitung der Beladungsänderung mit Hilfe einer Isotherme werden an dieser Stelle die theoretisch erzielbaren Beladungsänderungen unter Hinzunahme der 90°C-Desorptionsisotherme ermittelt (Abb. 3.2). Anhand dieser Darstellung wird der Fehler, welcher infolge der Rechtsverschiebung der Isothermen auftritt, deutlich. Am Beispiel der 55°C-Adsorptionsisotherme lässt sich jedoch erkennen, dass die Abweichung bei kleineren Temperaturdifferenzen im jeweils relevanten Druckbereich (hier $p_{rel,max}$) relativ klein ausfällt. Die Auswirkung variierender Rückkühltemperaturen wird daher vereinfachend anhand der 40°C-Adsorptionsisotherme dargestellt.

Die relativen Drücke, welche aus den gewählten Temperaturen resultieren, sind im Diagramm in Form senkrechter Linien dargestellt ($p_{rel,min,1} = 0,08$ bzw. $p_{rel,max,1} = 0,22$) und grenzen die maximal mögliche Beladungsbreite des Sorptionsmittels (Δx_1), in diesem Fall ca. 0,18 kg/kg, ein. Die tatsächliche Anlagenleistung lässt sich aus dieser idealisierten Betrachtung nur begrenzt ableiten, da die Adsorptionszyklen derartiger Kälteanlagen in der Regel nicht auf ein vollständiges Erreichen theoretisch möglicher Gleichgewichtsbeladungen ausgelegt sind. Realistisch sind hier Annäherungen von 80% der theoretischen Gleichgewichtsbeladung. Dennoch ermöglicht diese

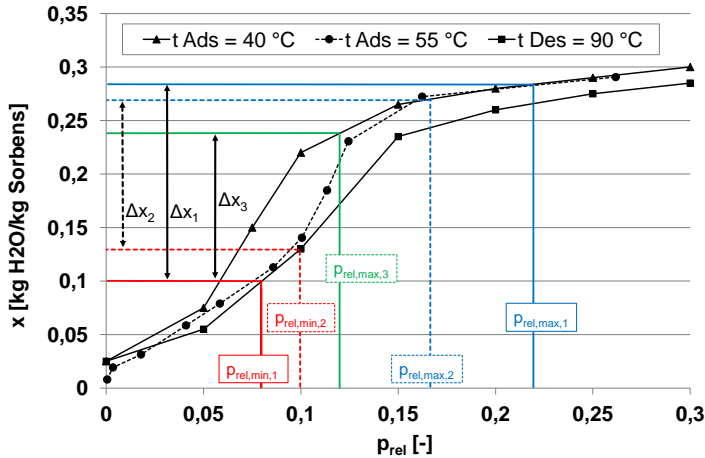


Abbildung 3.2: Darstellung erzielbarer Beladungsbreiten (Δx) anhand der $40^\circ C$ -, der $55^\circ C$ -Adsorptionsisotherme und der $90^\circ C$ -Desorptionsisotherme in Abhängigkeit des relativen Druckes (p_{rel}); Δx_1 und Δx_2 : Einfluss der Rückkühltemperaturen ($p_{rel,min,1}$, $p_{rel,max,1}$: $t_{Ads} = t_{Cond} = 35^\circ C$; $p_{rel,min,2}$, $p_{rel,max,2}$: $t_{Ads} = t_{Cond} = 40^\circ C$, Desorptionstemperatur $t_{Des} = 90^\circ C$, Verdampfertemperatur: $t_{Evap} = 10^\circ C$; Δx_3 : Einfluss der Verdampfertemperatur ($p_{rel,max,3}$ bei $t_{Evap} = 5^\circ C$); [25]

Betrachtung eine Aussage über die Auswirkung eines Anstiegs der Rückkühltemperaturen. Steigen diese beispielsweise aufgrund höherer Umgebungstemperaturen auf $40^\circ C$ an, so verringert sich infolge höherer Drücke in Adsorber und Kondensator die Beladungsänderung zwischen Desorptions- und Adsorptionszyklus. Die aus diesen veränderten Randbedingungen resultierenden relativen Drücke ($p_{rel,min,2} = 0,1$ bzw. $p_{rel,max,2} = 0,17$) sind vereinfachend anhand der in Abbildung 3.2 eingezeichneten Isothermen dargestellt. Die Beladungsänderung (Δx_2) fällt in diesem Fall um ca. 22 % geringer aus und beträgt ca. $0,14 \text{ kg/kg}$.

Aufgrund der aufgezeigten Sensitivität des ausgewählten Adsorptionskälteprozesses gegenüber der Effektivität der Systemrückkühlung, wird für die nachfolgende Konzeptbewertung von einer Rückkühlung über zwei zusätzliche flüssigseitig seriell verschaltete Wärmeübertrager im Vorderwagen ausgegangen. In Kombination mit jeweils einem Gebläse ermöglicht dieses Konzept die Rückkühlung mittels Umgebungsluft, welche nicht zuvor durch andere Systeme aufgeheizt wurde. Bei stehendem Fahrzeug, bzw. bei geringen Fahrgeschwindigkeiten, kann der luftseitige Wärmeüber-

gang durch den Lüfterbetrieb gesteigert werden. Im Falle höherer Fahrgeschwindigkeiten ist ein Abschalten des Gebläses und damit eine Reduktion des elektrischen Energiebedarfs möglich.

Die Diskussion und Bewertung möglicher Verbauorte und alternativer Rückkühlkonzepte für eine Fahrzeuganwendung finden sich im Anhang unter B auf Seite 121 ff.

3.4 Wärmeabfuhr aus dem Fahrzeuginnenraum

Im Zuge einer Gesamtsystembewertung des gekoppelten Betriebs von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage ist als weitere Fahrzeugschnittstelle die Anbindung der Kälteleistung an den Innenraum zu betrachten. Hierbei soll zum einen den bereits erwähnten Bauraum- und Gewichtsrestriktionen und zum anderen den technischen Eigenschaften beider Technologien Rechnung getragen werden.

Temperaturniveau der Wärmeabfuhr

Eines der wichtigsten Komfortkriterien für die PKW-Klimatisierung ist die am Ausströmer messbare Lufttemperatur, da diese die Behaglichkeit der Insassen maßgeblich beeinflusst. Im Falle eines durch das Einwirken der Solarstrahlung stark aufgeheizten Fahrzeugs kann dieses Kriterium nur durch das Regeln auf eine sehr niedrige Verdampfertemperatur erfüllt werden, da sich die Luft nach Durchströmung des Verdampfers durch das Einwirken der thermischen Massen auf die nachgelagerten Luftkanäle deutlich erwärmt. In der Praxis liegt daher die untere Grenze der kältemittelseitigen Verdampfertemperatur bei knapp über 0°C , da bei weiterer Temperaturabsenkung das anfallende Kondensat gefrieren und der luftseitige Wärmeübergang durch Blockierung der luftseitigen Lamellen beeinträchtigt würde.

Im Fahrbetrieb ist bei gemäßigten klimatischen Bedingungen grundsätzlich ein Anheben der Verdampfungstemperatur möglich, welches sich positiv auf die Effizienz des Kältekompressionsprozesses auswirkt. Die luftseitigen Temperaturen sind dabei so zu wählen, dass neben dem Insassenkomfort ein effektives Entfeuchten der angesaugten Luft erfolgen kann, um zu jedem Zeitpunkt die Beschlagsfreiheit der Scheiben zu gewährleisten. Zu diesem Zweck werden mittlerweile Feuchtesensoren in Fahrzeugen eingesetzt, um den Taupunkt an der Innenseite der Frontscheibe zu ermitteln und den Klimatisierungsbedarf für die Entfeuchtung situativ anpassen zu können.

Die Verdampfertemperatur einer Adsorptionskältemaschine wird im Vergleich zu einer mechanisch betriebenen PKW-Kälteanlage in der Regel auf ein deutlich höheres Niveau geregelt. Grund hierfür ist einerseits der Gefrierpunkt des Kältemittels Wasser, dessen Unterschreiten zu einem Einbruch der Leistung aufgrund des eingeschränkten Wärme- und Stofftransportes im Inneren der Anlage führt. Hinzu kommt, dass das Antriebstemperaturniveau derartiger Anlagen vor allem bei der Nutzung von Abwärme in vielen Anwendungen auf $90 - 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ beschränkt ist. Der Betrieb bei Verdampfertemperaturen im Bereich von 10 bis $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ermöglicht es daher, das Wärmeverhältnis derartiger Anlagen bei gegebenem Rückkühltemperaturniveau auf einem hohen Niveau zu halten. Die Aufnahme der Wärmeströme aus den zu klimatisierenden Räumen erfolgt deshalb bevorzugt über sog. Kühlsegel, welche großflächig in den Decken installiert werden.

Der Einfluss der Verdampfertemperatur auf das Beladungsverhalten des Adsorbens lässt sich ähnlich wie der Einfluss der Rückkühlung anhand der Adsorptionsisotherme in Abbildung 3.2 (S. 40) veranschaulichen. Für das hier dargestellte obere Druckverhältnis $p_{rel,max,1}$ wurde eine Verdampfertemperatur von 10°C angenommen. Reduziert man diese auf 5°C , so sinkt der relative Druck ($p_{rel,max,3}$) auf $0,12$. Die maximale theoretische Gleichgewichtsbeladung beträgt somit nur noch $0,23\text{ kg/kg}$, wodurch sich die Kältemitteladsorption insgesamt um ca. 23% reduziert.

Das Potenzial von Hochleistungsverdampfern zur Steigerung der Kälteleistung von Adsorptionskälteanlagen wurde am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der RWTH-Aachen untersucht. Durch Steigerung des Wärmedurchgangs mittels Einsatz von beschichteten Kupferrohren konnte die pro Zyklus eingekoppelte Wärmemenge verdoppelt, bzw. die Adsorptionszyklusdauer halbiert werden. [58], [59], [60], [61]. Ähnliche Untersuchungen wurden am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme angestellt [62], [63].

Konzept für die Anbindung an die Fahrzeugkabine

Im Vergleich zu konventionellen PKW-Klimatisierungssystemen ist zu berücksichtigen, dass Adsorptionskälteanlagen nicht über einen Direktverdampfer verfügen. Grund hierfür ist die Notwendigkeit möglichst kurzer Entfernungen zwischen Verdampfer und Adsorber, bzw. Adsorber und Kondensator, da Druckverluste in der Dampfströmung zu einer Verringerung der Kältemitteldesorption und -adsorption führen. Die Anbindung an die eigentliche Wärmequelle muss daher über einen zwischengeschalteten Sekundärkreislauf erfolgen. Der typische Aufbau einer Zwei-Kammer-Anlage und deren Anbindung an die Wärmequellen und -senken mittels Sekundärkreisläufen, wurde bereits in Abbildung 3.1 auf Seite 38 dargestellt. Ein möglicher

Lösungsansatz, um die Übertragungsverluste zwischen Kälteanlage und Fahrzeuginnenraum trotz Einsatz eines Sekundärkreislaufes zu minimieren, ist die Verwendung eines Wärmeträgermediums, welches einen Phasenwechsel erfährt. Im Vergleich zum einphasigen Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion von Flüssigkeiten, bewegen sich hier die Wärmeübergangskoeffizienten bei der Verdampfung bzw. Kondensation auf einem deutlich höheren Niveau. Untersuchungen von Wongs-Ngam et al. [64] haben gezeigt, dass sich die Wärmeübergangskoeffizienten von R-134a innerhalb von Aluminiumflachrohren in Abhängigkeit der Massenströme und der Oberflächenstruktur in einem Bereich von $5000 - 50000 \text{ W/m}^2\text{K}$ bewegen. In Kombination mit der spezifischen Verdampfungsenthalpie des zirkulierenden Mediums wäre demnach gegenüber dem einphasigen Wärmeübergang eine wesentlich höhere Wärmestromdichte erzielbar. Solche Systeme sind im Bereich Kühlung von Elektronikkomponenten Stand der Technik und wurden bereits unter Verwendung von R-134a als Sekundärmedium erprobt [65], [66], [67].

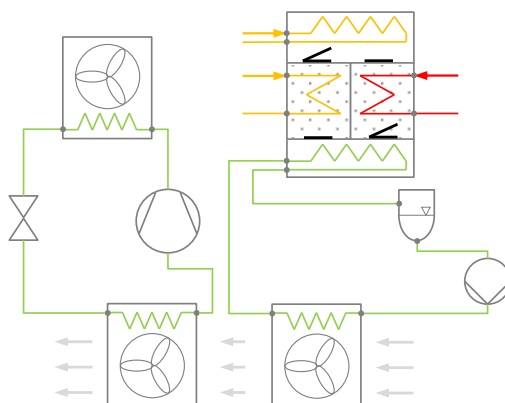


Abbildung 3.3: Luftseitig serielle Verschaltung der Verdampfer von Kompressions- (links) und Adsorptionskälteanlage (rechts) in der Fahrzeugkabine

Für die Verbindung von Fahrzeuginnenraum und Adsorptionskälteanlage wäre das Konzept eines zweiphasigen Sekundärkreislaufes demnach grundsätzlich geeignet, wenn dieses gleichzeitig die Regelung der Kälteleistung ermöglichen würde. Diese Funktion erschließt sich, wenn man in den Kreislauf eine Pumpe integriert, welche sich im Bereich der flüssigen Phase befindet. Für die Modellvalidierung der nachfolgenden simulativen Systembewertung wurde ein zweiphasiger Sekundärkreislauf im Rahmen

eines Prüfstandsaufbaus getestet. Die Versuchsbeschreibung sowie die Modellerstellung wird im Anhang unter C auf S. 131ff beschrieben.

Aufgrund der erwähnten Sensitivität des Adsorptionskälteprozesses gegenüber der Verdampfungstemperatur ist es sinnvoll diese auf einem möglichst hohen Niveau zu halten. Um dabei auch gleichzeitig dem Kundenwunsch nach niedrigen Lufttemperaturen am Austritt der Personenausströmer nachzukommen, ist es erforderlich, das Niedertemperaturniveau beider Kälteprozesse luftseitig seriell zu verschalten und den Verdampfer der Adsorptionskälteanlage in erster Reihe zu positionieren. Das vollständige Konzept für die Anbindung beider Kälteanlagen an den Innenraum ist in Abbildung 3.3 dargestellt.

3.5 Gesamtsystem

Aufbauend auf den unter 3.1 diskutierten technischen Lösungsansätzen für die Fahrzeugintegration der Teilkomponenten einer Adsorptionskälteanlage, lässt sich nun ein Gesamtkonzept beschreiben, welches in der Lage ist, den klimatisierten Fahrbetrieb unter Verwendung von Abgaswärme zu unterstützen. Dargestellt ist dieses System in Abb. 3.4.

Das Betriebsverhalten dieses Systems lässt sich anhand stationärer Betriebsbedingungen wie folgt veranschaulichen: Als Regelgröße für die erforderliche Klimatisierungsleistung dient in der PKW-Klimatisierung in erster Linie die gemessene Innenraumtemperatur sowie die Lufttemperatur an den Ausströmern. Regelungssysteme moderner PKW-Klimatisierungsanlagen verarbeiten neben Temperatursensoren auch die Signale von z.B. Solar- und Feuchtesensoren, was für die folgenden Betrachtung jedoch vernachlässigt wird. Bei Erreichen der eingestellten Solltemperatur und konstanten Umgebungsbedingungen stellt sich die Leistungsregelung des Kompressors so ein, dass lediglich die zum Erhalt des vorherrschenden Zustands erforderliche Kälteleistung bereitgestellt wird. Aktiviert man in diesem Zustand ein zusätzliches Klimatisierungssystem, wie z.B. eine Adsorptionskälteanlage, so kann die Leistung des Kompressionskälteprozesses durch Verstellen der Taumelscheibe des Verdichters gedrosselt werden. Dieses Zusammenspiel beider Kälteprozesse unter Berücksichtigung des zyklischen Betriebs der Adsorptionskälteanlage ist idealisiert in Abbildung 3.5 dargestellt.

Für eine realistische Bewertung des hier vorgeschlagenen Klimatisierungssystems wurden im Rahmen dieser Arbeit experimentelle Untersuchungen an Adsorptionswärmeübertragern sowie an einem zweiphasigen Sekundärkreislauf unternommen. Die Ergebnisse werden in den folgenden Kapiteln (4 u. C) beschrieben.

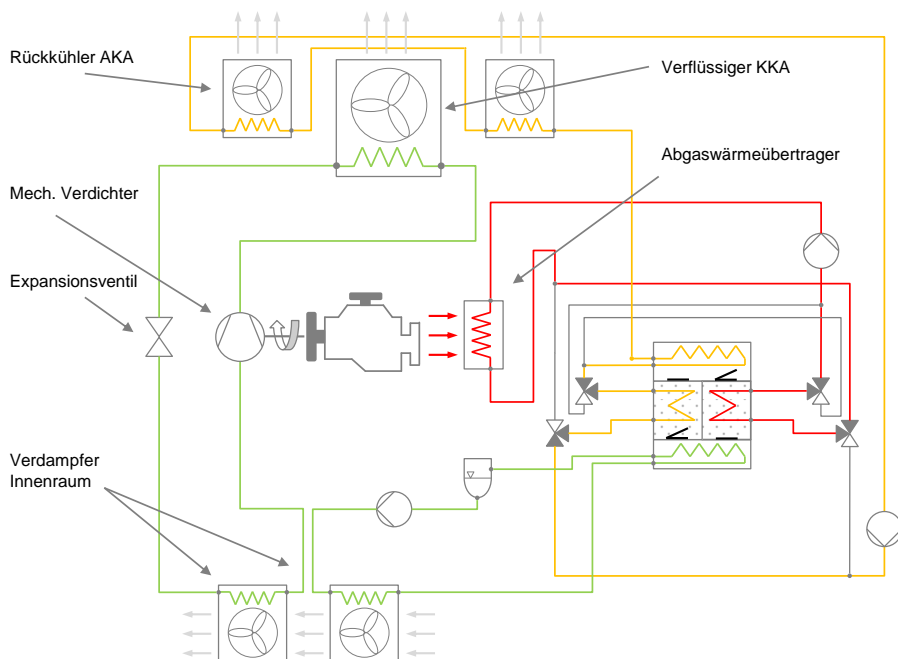


Abbildung 3.4: Klimatisierungssystem für einen PKW, bestehend aus einer mechanisch betriebenen Kompressionskälteanlage (KKA) und einer abgasbetriebenen Adsorptionskälteanlage (AKA)

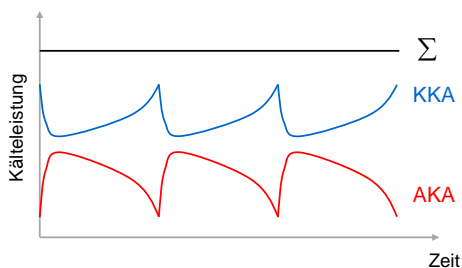


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung des simultanen Betriebs von Kompressions- (KKA) und Adsorptionskälteanlage (AKA) bei thermisch stationärem Zustand der Fahrzeugkabine

Adsorptionswärmeübertrager

Ziel des folgenden Kapitel ist es, verschiedene Adsorberkonzepte experimentell zu evaluieren und eine Eignung hinsichtlich einer mobilen Anwendung zu überprüfen. Im Anschluss daran erfolgt die Überführung der relevanten Systemparameter in ein Simulationsmodell, um das Betriebsverhalten der Adsorptionskälteanlage innerhalb der Fahrzeugumgebung bewerten zu können.

Das Betriebsverhalten eines Adsorptionswärmeübertragers wird einerseits durch die Eigenschaften des integrierten Adsorbens und andererseits durch die konstruktive Umsetzung der thermischen Anbindung von Sorptionsmittel und Wärmeübertragerstruktur bestimmt. Grundsätzlich ist es möglich, basierend auf den Stoffdaten des Sorptionsmaterials und den Simulationsmodellen von Adsorptionskälteanlage und Systemperipherie, ein theoretisches Leistungspotenzial abzuschätzen. Für eine derartige, rein simulative Bewertung, ist jedoch Kenntnis aller Wärme- und Stofftransportwiderstände im Inneren einer prototypischen Anlage erforderlich. Da diese in der Regel nicht vorliegen, werden im Folgenden Adsorptionswärmeübertrager vermessen, um einen Bezug zu einem real existierenden System herzustellen.

4.1 Aufbau und Vermessung von zwei Prototypen

Für die simulative Bewertung des Betriebs einer mobilen Adsorptionskälteanlage werden im Folgenden zwei Prototypen mit dem gewählten Sorptionsmaterial FAM-Z02 vermessen. Da dieses Material sowohl in Kugelform (Pellet), als auch in Form einer Beschichtung (Coating) verfügbar ist, werden beide Varianten hinsichtlich des erzielbaren Energieumsatzes und der Adsorptionskinetik bewertet. Ziel dieses Abschnittes ist es, das am besten geeignete Adsorberkonzept für eine mobile Anwendung zu identifizieren.

Prototypen

Der schematische Aufbau der im Rahmen der Untersuchungen vermessenen Adsorberprototypen ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Hierbei handelt es sich um Module, welche mehrere seriell durchströmte Flachrohrwärmeübertrager enthalten und in ein Aluminiumgehäuse eingefasst sind. Im Falle des Pellet-Adsorbers, befindet sich die Zeolith-Schüttung in den Zwischenräume der auf die Flachrohre gelöteten Aluminiumlamellen (siehe Darstellung d) in Abb. 4.1) und ist somit thermisch an den Wärmeübertrager angebunden. Diese Adsorberform weist gegenüber alternativen Konzepten, wie Radiallamellenrohren oder Plattenwärmeübertragern, ein sehr günstiges Verhältnis von Systemgewicht und integrierbarer Sorbensmasse auf [68]. Das Herausfallen der Pellets wird durch Gitter verhindert, welche sich über den gesamten Querschnitt des Wärmeübertragers erstrecken und bündig mit den Kanten der Flachrohre abschließen. Die Flachrohre werden von einem Sekundärmedium für die Wärmeabfuhr bzw. -zufuhr während des Ad- bzw. Desorptionszyklus durchströmt. Das dampfförmige Kältemittel kann über eine Öffnungen im Gehäuse zum benachbarten Verdampfer bzw. Kondensator strömen. Zusätzlich sind hier Durchführungen für die Installation von Druck- und Temperatursensoren vorhanden.

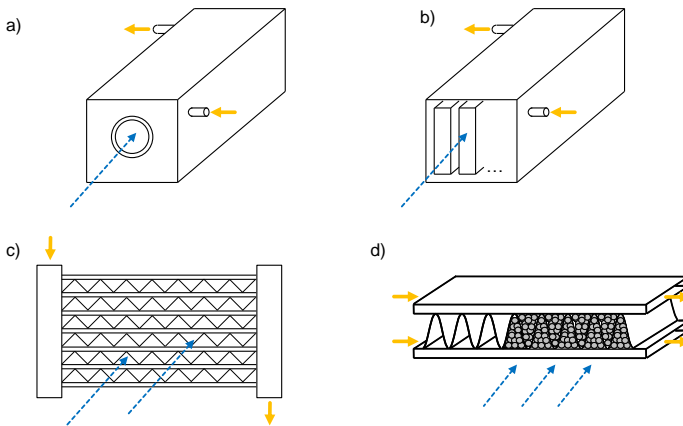


Abbildung 4.1: Aufbau der prototypischen Adsorberkammern: a) Vakuumkammer mit Flanschverbindung zum Verdampfer, b) Anordnung Adsorptionswärmeübertrager innerhalb des Vakuumgehäuses, c) Aufbau Flachrohrwärmeübertrager mit Lamellen, d) Rohrabschnitt mit Lamellen und Zeolith-Schüttung in Lamellenzwischenräumen (blau: Kältemitteldampf, orange: Sekundärmedium) [69]

Das Modul, welches die zeolithbeschichteten Adsorptionswärmeübertrager enthält, weist grundsätzlich den selben Aufbau wie das in Abbildung 4.1 dargestellte Pellet-System auf. Da die erzielbaren Schichtdicken bei ca. 0,25 mm liegen, ist es im Sinne der Maximierung der integrierbaren Zeolithmenge erforderlich, die Lamellenoberfläche möglichst groß zu gestalten. Aus diesem Grund wurde für das beschichtete System eine Lamelle mit geringerer Teilung gewählt und die Anzahl der in der Vakuummhülle integrierten Adsorptionswärmeübertrager erhöht (siehe Tabelle 4.1).

<i>Prototyp</i>	<i>Pellet – Modul</i>	<i>beschichtetes Modul</i>	<i>Einheit</i>
Anzahl Wärmeübertrager	2	4	kg
Anzahl seriell durchströmt	2	2	kg
Masse Zeolith	1,9	1	kg
Volumen	9	15	l

Tabelle 4.1: Spezifikation der aufgebauten prototypischen Adsorber-Module

Versuchsaufbau

Der schematische Aufbau des Prüfstands für die Vermessung der Prototypen ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Dieser besteht im wesentlichen aus drei Temperiergeräten für das Einstellen der erforderlichen Temperaturniveaus in den Sekundärkreisläufen von Verdampfer, Kondensator und Adsorber. Im Falle der Desorption wird der Adsorber mit heißem Wasser des Hochtemperatur-Temperiergerätes (HT) bei ca. 90°C versorgt. Damit das aus dem Zeolith freigesetzte Kältemittel im Kondensator verflüssigt werden kann, wird das dazwischengelagerte Dampfventil geöffnet und die Kondensationswärme über den Sekundärkreislauf des Mitteltemperatur-Temperiergerätes (MT) bei beispielsweise 35°C abgeführt. Verdampfer und Kondensator sind in Form von Rohrbündelwärmeübertragern aufgebaut, wobei der Kondensator die Möglichkeit besitzt, verflüssigtes Kältemittel zu speichern.

Für den Adsorptionsvorgang wird das Ventil im Sekundärkreislauf des HT-Temperiergerätes geschlossen und der Adsorber mit Kühlmedium des MT-Temperiergerätes beschickt. Die für den Phasenwechsel des Kältemittels im Verdampfer erforderliche Wärme wird über den Sekundärkreislauf zugeführt, dessen Temperaturniveau das Niedertemperatur-Thermostat (NT) regelt. Das verdampfte Kältemittel strömt durch das jetzt geöffnete Dampfventil in den Adsorber. Der Verdampfer verfügt über parallel in einer Ebene angeordnete Kupferrohre, deren Oberfläche mit einer Mikrostruktur radialer Lamellen versehen ist (sog. Microfins). Damit der Verdampfer zu jedem Zeitpunkt den optimalen Füllstand aufweist, wird das verflüssigte Kälte-

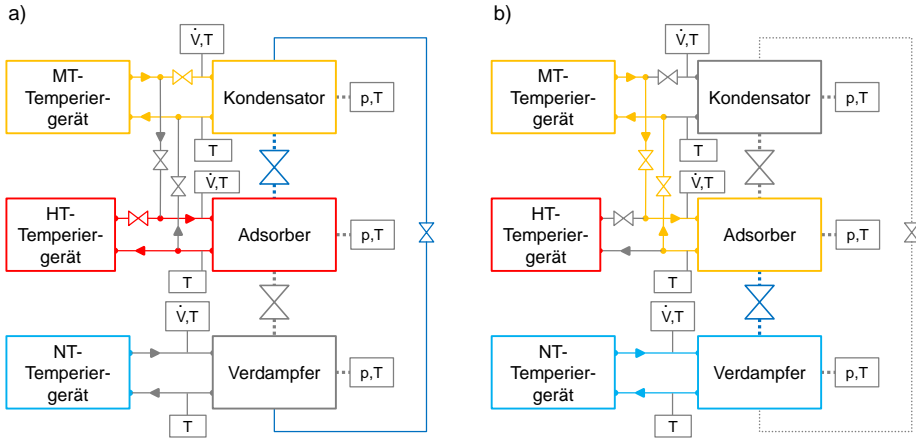


Abbildung 4.2: Schematischer Aufbau des Adsorberprüfstandes für die Vermessung der Zyklen Desorption (a) und Adsorption (b), HT: Hochtemperaturkreislauf, MT: Mitteltemperaturkreislauf, NT: Niedertemperaturkreislauf

mittel über ein Magnetventil im Kondensatrücklauf dosiert. Der Füllstand im Verdampfer beeinflusst maßgeblich den Wärmeübergang zwischen Rohrwand und flüssigem Kältemittel. Ziel ist es daher zu jedem Zeitpunkt mittels Kapillareffekt eine möglichst vollständige Benetzung der Rohroberflächen zu erzielen. Lanzerath et al. konnten durch diesen Effekt im Verhältnis zu vollständig überdeckten Rohren den Wärmedurchgangskoeffizient um den Faktor 11 erhöhen [58].

Für die thermische Bilanzierung an den von Kältemittel durchströmten Komponenten befinden sich jeweils an Ein- und Austritt der Sekundärkreisläufe Sensoren für die Temperatur- und Volumenstrommessung. Der Zustand des Kältemittels wird durch Druck- und Temperaturmessung überwacht.

Durchführung der Messung

Die Vermessung beider Prototypen beginnt jeweils mit dem Desorptionszyklus. Hierfür wird dem Adsorber über den Sekundärkreislauf des HT-Temperiergerätes heißes Wasser z.B. bei $t_{Des} = 90^\circ\text{C}$ zugeführt, um das im Adsorbens angelagerte Kältemittel zu desorbieren. Für möglichst vergleichbare Bedingungen zum realen Anlagenbetrieb startet die Wärmezufuhr jeweils ausgehend vom Temperaturniveau der

vorangestellten Adsorption (z.B. $t_{Ads} = 35^\circ C$). Dieses Miteinbeziehen des Temperaturwechsels beim Umschalten der Zyklen ermöglicht eine bessere Charakterisierung des Adsorbers, da die verbauten thermischen Massen in die Bewertung der De- bzw. Adsorptionskinetik einfließen.

Die Desorption beginnt, sobald das Dampfventil zwischen Adsorber und Kondensator geöffnet wird. Dies erfolgt, sobald der Druck im Adsorber oberhalb des Kondensatordruckes liegt. Der aus dem Adsorber freigesetzte Kältemittelmitteldampf strömt dann in den Kondensator und verflüssigt sich bei dem Umströmen des durch den MT-Kreislauf gekühlten Rohrbündels. Das Dampfventil zwischen Verdampfer und Adsorber bleibt während dieses Vorgangs geschlossen. Nachdem keine weitere Druckveränderung in Adsorber und Kondensator erkennbar ist und keine Temperaturdifferenz an Ein- und Austritt der beiden Systeme auftritt, wird das verbindende Vakuumventil wieder verschlossen.

Um den Adsorptionsvorgang zu starten, wird zunächst die Verbindung zwischen Adsorber und dem Fluidkreislauf des HT-Temperiergerätes getrennt und der Adsorber durch Umschalten auf das MT-Temperiergerät auf dem jeweiligen Temperaturniveau (z.B. $t_{Ads} = 35^\circ C$) gekühlt. Sobald der Druck im Adsorber unterhalb des im Verdampfer vorherrschenden Druckes gesunken ist, wird das Vakuumventil zwischen Verdampfer und Adsorber geöffnet. Durch das Regeln auf konstante Eintrittstemperaturen in den Wasserkreisläufen von Verdampfer und Adsorber während des Adsorptionsvorganges wird der Adsorber näherungsweise unter isothermen Bedingungen vermessen. Die Messungen werden für das Temperaturtripel 90|35|10 ($t_{Des}|t_{Ads} = t_{Cond}|t_{Evap}$) durchgeführt.

Messergebnisse

Die Diskussion der Ergebnisse der Messreihe (90|35|10) beider Prototypen beginnt mit dem Pellet-System. Abbildung 4.3 zeigt den Temperaturverlauf an Ein- und Austritt des Fluidkreislaufes des Pellet-Moduls. Die Desorptionsphase beginnt bei einer Temperatur von $35^\circ C$, welche nach Umschalten der Fluidkreisläufe schlagartig auf die Desorptionstemperatur von $90^\circ C$ ansteigt. Unmittelbar danach sinkt die Temperatur aufgrund der begrenzten Heizleistung des HT-Temperiergerätes auf ca. $75^\circ C$ und erreicht erst nach ca. 40 Sekunden erneut die vorgegebene Solltemperatur. Durch den Temperatursprung im Sekundärkreislauf steigt die am Adsorber bilanzierte Leistung kurzzeitig auf einen Wert von 40 kW und verlässt daher kurzzeitig den Wertebereich der Ordinate in Abb. 4.4. Nach erfolgtem Temperatúrausgleich im Sekundärkreislauf dient die zugeführte Leistung zunächst dem Aufheizen der thermischen Massen der Adsorberkammer (Sekunde 10 – 150) und anschließend der

Desorption des Kältemittels. Da ab Sekunde 420 keine Veränderung des Druckes im Adsorber feststellbar ist, wird der Desorptionsvorgang nach 490 Sekunden beendet.

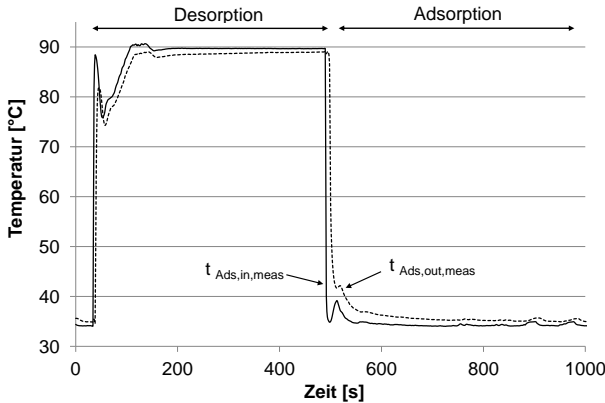


Abbildung 4.3: Gemessener Temperaturverlauf an Ein- und Austritt des Sekundärkreislafes des Pellet-Adsorbers (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C, Desorptionstemperatur 90°C, Kondensationstemperatur 35°C, Verdampfertemperatur 10°C)

Der Adsorptionszyklus beginnt in Sekunde 480 mit dem Umschalten der Fluidkreisläufe. Der resultierende Temperatursprung führt zu einem schlagartigen Sinken des gemessenen Adsorberdruckes von ca. 7000 Pa auf 900 Pa, die bilanzierte Enthalpiestromdifferenz erhält infolge des Kühlvorgangs ein negatives Vorzeichen.

Zusätzlich zu den Vorgängen am Adsorber ist in Abbildung 4.5 die über den Sekundärkreislauf des Verdampfers bilanzierte Enthalpiestromdifferenz ($\dot{H}_{Evap,meas}$), die kumulierte Energiemenge ($H_{Evap,meas}$) und der interne Druckverlauf ($p_{Evap,meas}$) dargestellt. Die Leistung pendelt innerhalb der ersten 60 Sekunden um einen Wert von 1000 W und sinkt über den vermessenen Zeitraum von 500 Sekunden auf ein Niveau von ca. 600 W.

Das Betriebsverhalten des beschichteten Systems weist gegenüber dem Pellet-Adsorber grundlegende Unterschiede auf. Deutlich wird dies vor allem anhand der Zykluslängen von Ad- und Desorption, was unter anderem auf die unterschiedliche Kinetik beider Systeme zurückzuführen ist. In den Abbildungen 4.6 und 4.7 zeigt sich, dass der Druckverlauf innerhalb des beschichteten Adsorbers unter gleichen Messbedingungen wie der Pellet-Adsorber bereits in Sekunde 210 ein Plateau aufweist und somit der Desorptionsvorgang beinahe abgeschlossen ist. Dies ist unter anderem darauf

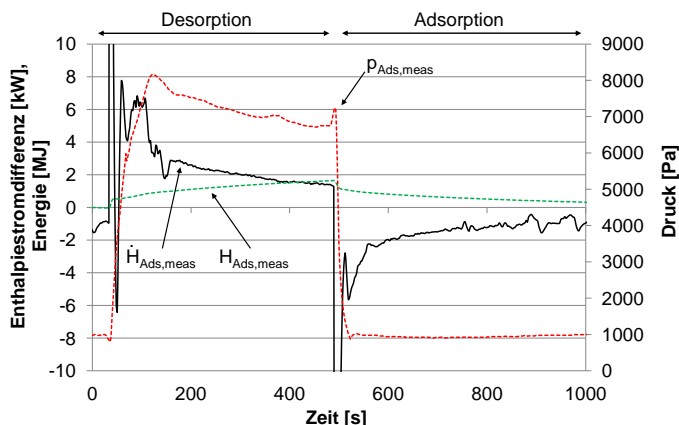


Abbildung 4.4: Am Sekundärkreislauf des Pellet-Adsorbers bilanzierte Enthalpiestromdifferenz ($\dot{H}_{\text{Ads,meas}}$), bilanzierte Energiemenge ($H_{\text{Ads,meas}}$) und gemessener interner Druckverlauf ($p_{\text{Ads,meas}}$) (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C , Desorptionstemperatur 90°C , Kondensationstemperatur 35°C , Verdampfertemperatur 10°C)

zurückzuführen, dass sich in diesem Prototypen nur ca. die Hälfte an Sorptionsmaterial befindet. Der Druckverlauf wie auch der eingebrachte Wärmestrom verlaufen aufgrund des besseren Wärmeübergangs des Adsorptionswärmeübertragers wesentlich dynamischer. Ähnlich wie bei der Vermessung des ersten Prototypen zeigen sich infolge des Temperatursprungs beim Zykluswechsel erhebliche Schwankungen bei der bilanzierten Enthalpiestromdifferenz.

Die Dynamik der Sorptionskinetik spiegelt sich ebenfalls im Verlauf der Kälteleistung wieder (siehe Abb. 4.8). Diese bewegt sich innerhalb der ersten 100 Sekunden im Bereich 1500 W und fällt in der zweiten Hälfte des Adsorptionszyklus stark ab. Der Vergleich der innerhalb des Adsorptionszyklus am Verdampfer bilanzierten Energiemenge mit der Messung des Pellet-Adsorbers zeigt, dass entsprechend der geringeren Menge des integrierten Zeolithes auch der Kältemittelumsatz um ca. 50% niedriger ausfällt.

Der Vergleich beider Systeme offenbart die Vor- und Nachteile einer Schüttung bzw. einer Zeolithbeschichtung: Das Pellet-System ist zwar in der Lage, große Packungsdichten zu erzielen, jedoch wird der Stoffumsatz durch die geringe Wärmeleitung der Zeolith-Kugeln gebremst. Die Folge ist ein langsames Abrufen der Kälteleistung, welches dieses System eher für eine Kältespeicheranwendung favorisiert.

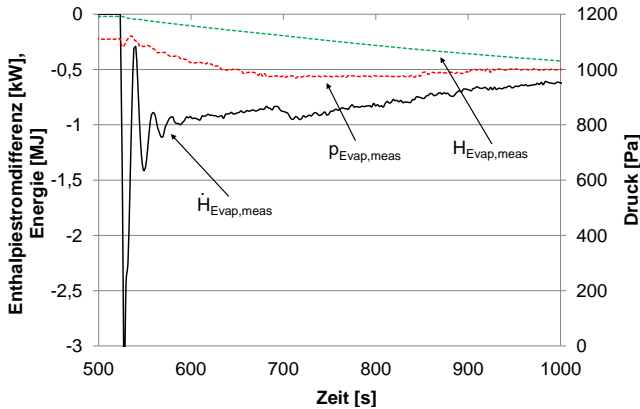


Abbildung 4.5: Messung Pellet-Adsorber: Am Sekundärkreislauf des Verdampfers bilanzierte Enthalpiestromdifferenz ($H_{Evap,meas}$), bilanzierte Energiemenge ($H_{Evap,meas}$) und gemessener interner Druckverlauf ($p_{Evap,meas}$), (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C , Desorptionstemperatur 90°C , Kondensationstemperatur 35°C , Verdampfertemperatur 10°C)

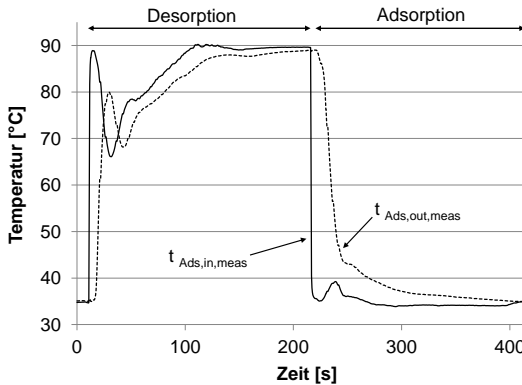


Abbildung 4.6: Gemessener Temperaturverlauf an Ein- und Austritt des Sekundärkreislaufes des beschichteten Adsorbers (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C , Desorptionstemperatur 90°C , Kondensationstemperatur 35°C , Verdampfertemperatur 10°C)

Das Beschichten des Wärmeübertragers ermöglicht eine wesentliche Verbesserung der Wärmeleitung der Zeolithschicht und damit eine effizientere Materialnutzung.

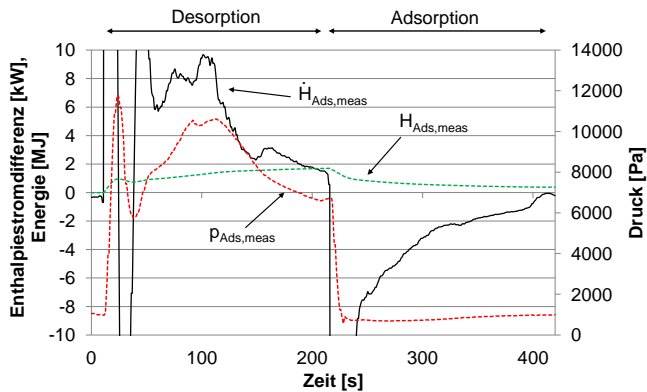


Abbildung 4.7: Am Sekundärkreislauf des beschichteten Adsorbers bilanzierte Enthalpiestromdifferenz ($\dot{H}_{Ads,meas}$), bilanzierte Energiemenge ($H_{Ads,meas}$) und gemessener interner Druckverlauf ($p_{Ads,meas}$), (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C , Desorptionstemperatur 90°C , Kondensationstemperatur 35°C , Verdampfertemperatur 10°C)

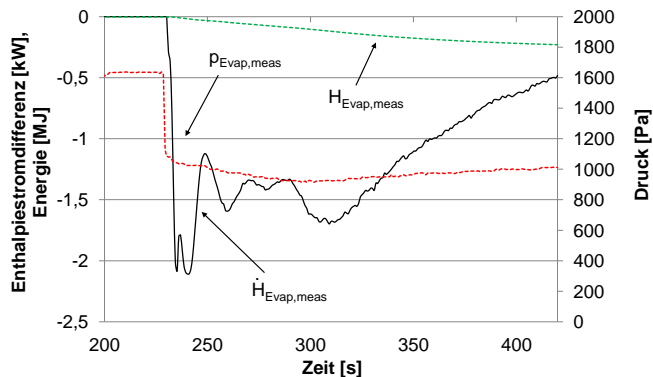


Abbildung 4.8: Messung beschichteter Adsorber: Am Sekundärkreislauf des Verdampfers bilanzierte Enthalpiestromdifferenz ($\dot{H}_{Evap,meas}$), bilanzierte Energiemenge ($H_{Evap,meas}$) und gemessener interner Druckverlauf ($p_{Evap,meas}$), (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C , Desorptionstemperatur 90°C , Kondensationstemperatur 35°C , Verdampfertemperatur 10°C)

Dadurch dass die Schichtdicken jedoch aufgrund des Fertigungsverfahrens und der zunehmenden Blockierung der Dampfwege stark begrenzt sind, fallen gleichzeitig die Packungsdichten dieses System gegenüber einer Schüttung weitaus geringer aus. Dieser Nachteil kann durch den schnelleren Wärme- und Stofftransport und durch das Erzielen höherer Kälteleistungen möglicherweise kompensiert werden. Für eine fundierte Bewertung ist dabei jedoch das Einbeziehen der gesamten Adsorptionskälteanlage sowie der Systemperipherie erforderlich. Diese Fragestellung wird daher im Rahmen der Gesamtsystembetrachtung im nachfolgenden Kapitel bearbeitet.

Vergleicht man die an den Sekundärkreisläufen von Adsorber und Verdampfer die während der Adsorptionsphase bilanzierten Energiemengen (Sekunde 200 bis 420, Abb. 4.7 u. 4.8), so wird deutlich, dass diese am Adsorber deutlich höher ausfällt. Die Ursachen hierfür liegen zum einen an der bei der Adsorption freiwerdenden Bindungsenthalpie, welche neben der Kondensationsenthalpie für die Anlagerung innerhalb der Kristallstruktur des Sorbens abgeführt werden muss. Im Falle des hier verwendeten Zeolith steigt die Bindungsenthalpie bei geringer Beladungsmenge auf Werte von über 1500 kJ/kg . Grund hierfür sind die stärkeren Bindungskräfte zwischen Adsorbat und Adsorbens bei der Monolagenadsorption. In dem für die betrachtete Anwendung relevanten Bereich der Beladungsmengen von 10 bis 25% ist der Verlauf der Bindungsenergie nahezu linear und sinkt auf Werte unterhalb von 480 kJ/kg (siehe Abb. D.2 auf Seite 146). Entsprechend dem Adsorptionsmodell von Brunauer, Emmett und Teller ist dies auf schwächere Molekülbindungen infolge der mehrschichtigen Adsorption zurückzuführen [70].

Weitere Ursachen für die Abweichungen der bilanzierten Energiemenge sind auf die Eigenschaften des Versuchsaufbaus zurückzuführen. Dadurch, dass die Prototypen für deren Vermessung an eine vorhandene Adsorptionskälteanlage angeschlossen werden mussten, war es nicht möglich, die Temperatursensoren direkt an Ein- und Austritt der Sekundärkreisläufe der Module zu positionieren. Unter stationären Bedingungen beeinflusst dies die Messung lediglich in Form auftretender Wärmeverluste. Bei der dynamischen Betrachtung führt die Verlängerung des bilanzierten Kreislaufes jedoch zu einer Erhöhung der berücksichtigten thermischen Masse des Wärmeträgermediums und damit zu einer Verfälschung der tatsächlich am System umgesetzten Energiemenge. Dieser Effekt führt innerhalb der ersten 20 Sekunden des Zyklus ca. zu einer Verdopplung der bilanzierten Energiemenge und hebt sich mit zunehmendem Temperaturausgleich im Fluidkreislauf auf.

4.2 Simulation

Aufbauend auf der experimentellen Charakterisierung wird im Folgenden ein Simulationsmodell erstellt, um das Betriebsverhalten hinsichtlich der Kinetik von Wärme- und Stoffübergang der vermessenen Prototypen in die simulative Bewertung überführen zu können.

Simulationsmodell einer Zwei-Bett-Adsorptionskälteanlage

Das für die Bewertung des dynamischen Betriebsverhaltens herangezogen Simulationsmodell einer Zweibett-Adsorptionskälteanlage beruht im Wesentlichen auf den von Nunez [71] vorgestellten Massen- und Energiebilanzen für die Systemkomponenten Adsorber, Verdampfer und Kondensator. Die verwendeten Modelle basieren auf der Bibliothek von Gräber und Lanzerath [72], [73]. Das Sorptionsverhalten wird anhand von Stoffdaten bzgl. der druck- und temperaturabhängigen Gleichgewichtsbeladung des Adsorbens berechnet. Die Modellbeschreibung findet sich im Anhang unter D.1 auf Seite 143.

Stoffdaten des verwendeten Sorptionsmittels

Die Implementierung von Stoffdaten des verwendeten Sorptionsmaterials ist entscheidend für die Simulation des Betriebsverhaltens der Adsorptionskälteanlage. Für das Beschreiben des Adsorptionsverhaltens poröser Materialien existieren eine Reihe physikalischer Gleichgewichtsmodelle, welche je nach Art des verwendeten Materials herangezogen werden können. Den Grundstein dieser Modellansätze hat Langmuir gelegt, welcher die Beladungsveränderung des Adsorbens unter der Annahme einer monomolekularen Adsorbatschicht auf der Oberfläche des Adsorbens beschreibt [74]. Aufgrund der stark vereinfachten Annahmen wurde dieses Modell sukzessive erweitert. Für die Adsorptionsvorgänge von mikroporösen Adsorbentien hat sich das Gleichgewichtsmodell von Dubinin durchgesetzt, welches, anders als bei Langmuir, von der Anlagerung in einem vorhandenen Porenvolumen ausgeht [75]. Die Einflussgrößen auf das Beladungsverhalten zahlreicher Adsorbentien lässt sich hierdurch auf die Darstellung einer sog. charakteristischen Kurve reduzieren. Diese beschreibt das adsorbierte Volumen in Abhängigkeit des Adsorptionspotenzials. Letzteres stellt die Enthalpiedifferenz zwischen der adsorbierten und der flüssigen Phase dar. Nunez stellte in seiner Dissertation eine Reihe von Kurven für verschiedener Stoffpaarungen, basierend auf dem Dubinin-Ansatz, vor [71].

Für einige Zeolithe erweist sich der Ansatz von Dubinin als problematisch, da sich das tatsächliche gemessene Adsorptionsverhalten nur bedingt über eine derartige Funk-

tion abbilden lässt [76]. Da dies auch für das hier verwendete Material FAM-Z02 gilt, wird eine auf Basis veröffentlichter Messdaten erstellte Fitfunktion herangezogen, welche nicht physikalisch motiviert ist. In Abbildung 4.9 sind exemplarisch drei gemessene Adsorptionsisothermen den mit Hilfe der Fitfunktion berechneten Isothermen gegenübergestellt. Der für die Simulation relevante Bereich wird hierbei durch die relativen Drücke $p_{rel,min}$ und $p_{rel,max}$ eingegrenzt, welche sich aus typischen Temperatur-Randbedingungen einer Adsorptionskälteanlage ergeben (Erläuterung hierzu siehe S. 10).

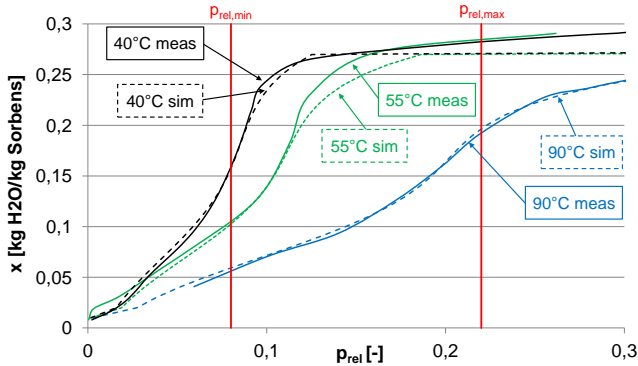


Abbildung 4.9: Gegenüberstellung gemessener und mittels Fitfunktion berechneter Adsorptionsisothermen von FAM-Z02 für 40°C, 55°C und 90°C in Abhängigkeit des relativen Druckes

Der Vergleich zeigt, dass die Fitfunktion bei hohen Temperaturen (hier beispielhaft 90°C) das Beladungsverhalten des Adsorbens über den gesamten Druckbereich sehr gut wiedergibt. Im Falle niedrigerer Temperaturen werden die gemessenen Beladungsmengen im Bereich höherer relativer Drücke seitens der Fitfunktion unterschätzt. Dies führt zu einer Unterbewertung der spezifischen Beladungsmenge, welche im Falle der 50°C-Isothermen maximal 10% der absoluten Beladungsmenge beträgt. Oberhalb des relevanten Bereiches ($p_{rel} > p_{rel,max}$) nehmen die Abweichungen weiter zu, jedoch handelt es sich hierbei um einen Bereich, der für die genannten physikalischen Adsorptionsmodelle gleichermaßen problematisch ist, da hier bereits das Phänomen der Kapillarkondensation einsetzt. Für die Anwendung in einer zyklisch arbeitenden Adsorptionskälteanlage ist dieser Bereich irrelevant, da die Zyklendauer in der Regel so gewählt wird, dass das Umschalten vor Erreichen der theoretisch möglichen Gleichgewichtsbeladung erfolgt. Grund hierfür ist das Bestreben, die Anlagenleistung auf einem möglichst konstant hohem Niveau zu halten. Die üblicher-

weise zu beobachtende Hysterese in der Beladungsänderung zwischen Adsorption und Desorption wird vereinfachend vernachlässigt.

Um bei der Energiebilanzierung das tatsächliche Adsorptionsverhalten des gewählten Zeolith zu berücksichtigen, wird neben dem Phasenwechsel von gasförmig auf flüssig auch die freiwerdende Bindungsenergie in Form einer weiteren Fitfunktion berücksichtigt (siehe Abb. D.2 auf Seite 146).

Modellvalidierung

Der folgende Abschnitt soll sicherstellen, dass das vorgestellte Simulationsmodell in Verbindung mit den Stoffdaten in der Lage ist, den dynamischen Anlagenbetrieb der vermessenen Prototypen wiederzugeben. Hierfür wird die unter 4.1 beschriebene Messreihe (90|35|10) des beschichteten Moduls und des Pellet-Systems simulativ nachgefahren. Um die gleichen Randbedingungen von Messung und Simulation herzustellen, werden die an den Sekundärkreisläufen von Verdampfer, Adsorber und Kondensator gemessenen Temperaturen und Volumenströme als Randbedingungen der Fluidkreisläufe des Simulationsmodells vorgegeben. Das Öffnen der Dampfklappen erfolgt im Zeitverlauf der Simulation gleichermaßen wie in der Messung und wird im Modell über einen Schalter aktiviert. Der Aufbau des simulativ nachgestellten Adsorber-Prüfstands ist in Abbildung 4.10 dargestellt.

Die Validierung beginnt, wie zuvor bei den Messungen, mit dem Desorptionszyklus und der anschließenden Adsorption. Um den Einfluss der thermischen Massen der in den Adsorbern und der Systemperipherie verbauten Materialien in der Modellierung zu berücksichtigen, wird die dem entsprechenden Zyklus vorgelagerte Aufheiz- bzw. Abkühlphase in die Simulation einbezogen. Die Modelle der Rohre, deren Geometrie sich an den Gegebenheiten des Prüfstandes orientiert, entstammen der Modellbibliothek TIL, für die Berechnung der Stoffdaten von Wasser und Wasserdampf wird die Stoffdatenbibliothek TILMedia verwendet.

a. Pellet-Adsorber

In Abbildung 4.11 ist die über den Sekundärkreislauf des Adsorbers gemessene und die simulierte Enthalpiestromdifferenz dargestellt. Der Verlauf zeigt, dass sich das schlagartige Ansteigen der bilanzierten Enthalpieströme mit leichter Abweichung in der Simulation wiederfindet und sich Messung und Simulation gegen Zyklusende angleichen. Die Analyse der im Verlauf der Desorption bilanzierten Energiemenge (Abb. 4.12) verdeutlicht, dass der Temperatursprung ($0 \leq t \leq 180\text{s}$) durch die Simulation hinreichend genau wiedergegeben werden kann, sich jedoch im Verlauf

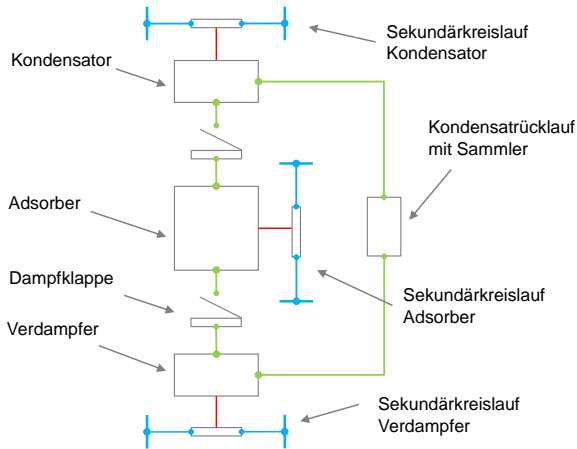


Abbildung 4.10: Simulationsmodell des Adsorberprüfstandes erstellt mittels Modelica und der Modelldatenbank TIL Suite

der weiteren Desorptionsphase ($180 < t \leq 500s$) eine Abweichung von ca. 80 kJ einstellt. Ursache hierfür können die in die Messung einfließenden Wärmeverluste an die Umgebung sein, die in der Simulation nicht berücksichtigt werden. Beim Wechsel auf den Adsorptionszyklus zeigt sich ebenfalls ein geringfügig dynamischeres Verhalten des Simulationsmodells, die bilanzieren Energieströme gleichen sich jedoch gegen Zyklusende einander an.

Anhand der in der Simulation hinterlegten Stoffdaten des verwendeten Sorbens berechnet sich während der Desorption eine Veränderung der Kältemittelbeladung von ca. $\Delta x_{des} = -0,07 \text{ kg/kg}$. Die simulativ errechnete Beladungssteigerung in der darauf folgenden Adsorptionsphase beträgt $\Delta x_{ads} = 0,09 \text{ kg/kg}$. Gründe für die Differenz der Beladungsänderungen zwischen Anfangs- und Endzustand können Abweichungen bei der Temperaturregelung der Sekundärkreisläufe sowie das Vorliegen von Inertgasen innerhalb der Anlage sein. Verglichen mit den unter 1.2 vorgenommenen Abschätzungen der Beladungsänderung anhand der Gleichgewichtsdaten, wird das Potenzial der im Prototypen befindlichen Zeolith-Pellets nur ca. zu 50 % genutzt. Der Grund hierfür ist, dass dieses System weniger hinsichtlich Leistung, sondern mittels hoher Schüttungsdichte in Richtung Speicherdichte entwickelt wurde. Eine Erhöhung der Ausnutzung des integrierten Materials ist durch Verlängerung der Zyklusdauern möglich. Für die angedachte Anwendung steht jedoch primär die

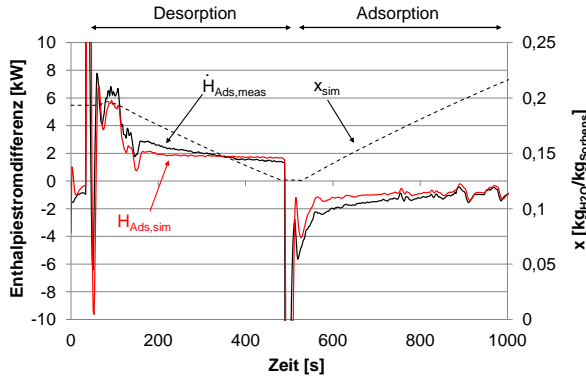


Abbildung 4.11: Vergleich Messung u. Simulation am Adsorber des Pellet-System: Am Sekundärkreislauf balanzierter Enthalpiedifferenzstrom und simulierte Beladungsänderung während De- und Adsorption

Leistungsdichte des Adsorptionsprozesses im Vordergrund, welche hierdurch nicht erreicht wird.

In Abbildung 4.13 ist vergleichend die gemessene und simulierte Kälteleistung des Verdampfers dargestellt, als Kontrollgröße dient auch hier die kumulierte Energiemenge (H_{Ads}). Die Anpassung der Simulation an die Messung erfolgt anhand der in Tabelle 4.2 aufgeführten Parameter, welche den Wärme- und Stoffübergang in Adsorber, Verdampfer und Kondensator charakterisieren. Der globale Wärmedurchgangskoeffizient der Zeolithschüttung beträgt demnach 110 W/K .

Der dynamische Verlauf der gemessenen Enthalpieströme zu Beginn des Adsorptionszyklus lässt sich nur bedingt mit Hilfe der Simulation wiedergeben. Grund hierfür sind die komplexen Vorgänge bei der Initialisierung des Siedeprozesses, welcher infolge der abrupten Druckabsenkung unmittelbar bei Öffnen des Dampfventils (Sekunde 520) zwischen Adsorber und Verdampfer einsetzt. Die Verringerung der Kälteleistung gegen Ende des Adsorptionszyklus fällt in der Messung gegenüber der Simulation stärker aus. Insgesamt wird die umgesetzte Energiemenge durch die Simulation jedoch nur um ca. 14 kJ (ca. 3 %) überschätzt, der kumulierte Energieumsatz innerhalb eines Adsorptionszyklus lässt sich demnach gut darstellen. Eine vergleichende Darstellung der Ein- und Austrittstemperaturen des Sekundärkreislaufes findet sich im Anhang unter D.1 auf S. 147.

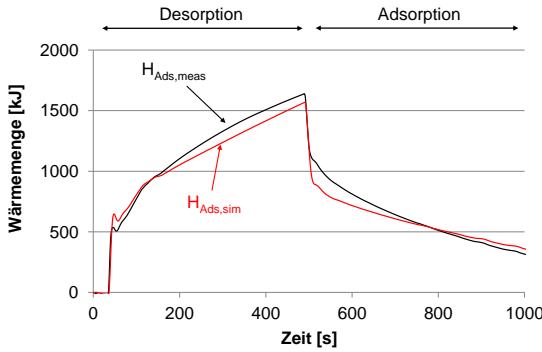


Abbildung 4.12: Vergleich Messung u. Simulation am Adsorber des Pellet-System: Am Sekundärkreislauf bilanzierte Energiemenge während De- und Adsorption

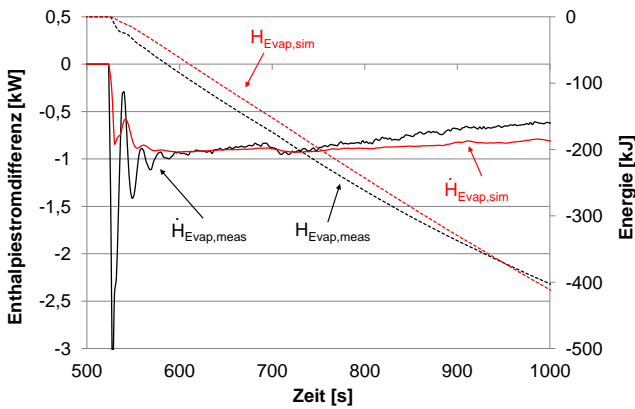


Abbildung 4.13: Vergleich Messung u. Simulation am Verdampfer des Pellet-System: Am Sekundärkreislauf bilanzierter Enthalpiedifferenzstrom und Energiemenge während der Adsorption

b. Coated-Adsorber

Die Gegenüberstellung von Messung und Simulation an den Sekundärkreisläufen von Adsorber und Verdampfer des beschichteten Systems ist in den Abbildungen 4.14 bis 4.16 dargestellt.

Nach einer Desorptionsphase von ca. 200 s errechnet sich eine Kältemittelbeladung von 0,085 kg/kg, was einer effektiveren Trocknung der Zeolithschicht gegenüber der untersuchten Pellet-Schüttung entspricht. Die Endbeladung nach der anschließenden Adsorption beträgt laut Simulation 0,22 kg/kg, die Beladungsänderung beträgt damit insgesamt 0,135 kg/kg. Der Vergleich der bilanzierten Energiemengen (siehe Anhang, Abb. D.6, S. 152) zeigt ein ähnliches Verhalten wie das des Pellet-Prototypen: Die gemessenen Energiemengen fallen während der Desorption gegenüber den simulierten Werten allgemein höher aus, die während der Desorption bilanzierte Differenz beträgt ca. 133 kJ. Der Fehler ist hierbei im Wesentlichen ebenfalls auf die fehlende thermische Isolierung des Prototypen zurückzuführen.

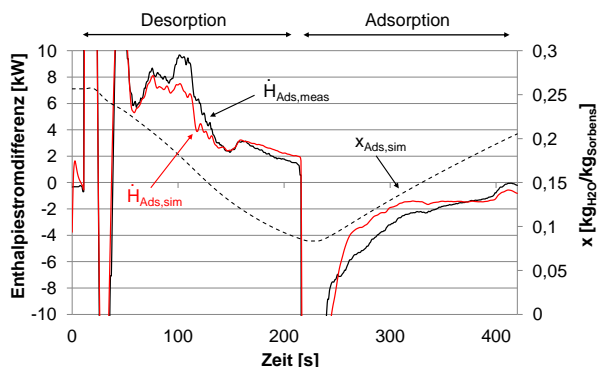


Abbildung 4.14: Vergleich Messung u. Simulation am Adsorber des beschichteten System: Am Sekundärkreislauf bilanzierter Enthalpiestrom und simulierte Beladungsänderung während De- und Adsorption

Das im Vergleich zur Pellet-Schüttung deutlich dynamischere De- bzw. Adsorptionsverhalten des beschichteten Adsorbers spiegelt sich in einem globalen Wärmedurchgangskoeffizient von 300 W/K und einer im Verhältnis zum Pellet-System geringeren Diffusionskonstanten ($i_{Ads-Evap}$, Definition siehe S. 143ff.) der dünneren Zeolithschicht wieder. Die wesentlichen Simulationsparameter für die Charakterisierung des Wärme- und Stofftransportes des beschichteten Adsorber sind ebenfalls in Tabelle 4.2 aufgeführt.

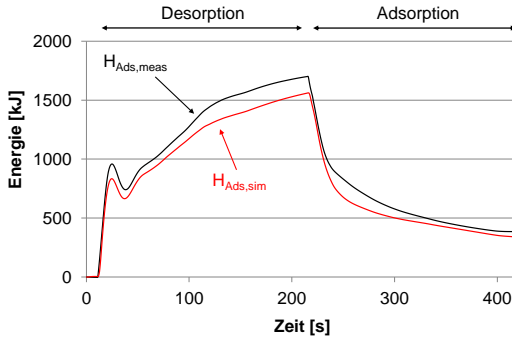


Abbildung 4.15: Vergleich Messung u. Simulation am Adsorber des beschichteten System: Am Sekundärkreislauf bilanzierte Energiemenge während der De- und Adsorption

Die Gegenüberstellung von simulierter und gemessener Kälteleistung (Abb. 4.16) zeigt, dass die Dynamik des beschichteten Adsorbers und dessen Auswirkung auf den Verdampfungsvorgang nur bedingt simulativ wiedergegeben werden kann. In der Startphase wird dies durch ein verzögertes Ansprechen der Simulation deutlich. Die Ursache hierfür liegt in der Abhängigkeit des Betriebsverhaltens der Adsorptionskälteanlage vom Zeitpunkt des Öffnens der Verbindung zwischen Verdampfer und Adsorber (hier Sekunde 220). In der Messung wird dieser dadurch bestimmt, dass der Adsorberdruck im Verlauf der Abkühlung von der vorherigen Desorption erstmals unterhalb des Verdampferdrucks sinkt (siehe S. 50). Die Geschwindigkeit des simulierten Temperatursprunges des Adsorbers und damit der berechnete Verlauf der Druckabsenkung, verläuft jedoch gegenüber der Messung geringfügig langsamer, wodurch der Druckausgleich im Adsorber zum Zeitpunkt des Öffnens noch nicht abgeschlossen ist.

Anhand von Abb. 4.16 wird weiterhin ersichtlich, dass die gemessene Kälteleistung gegenüber der Simulation deutlich früher zum Erliegen kommt. Grund hierfür ist zum einen die erwähnte beeinträchtigte Dynamik zu Beginn des Zyklus und zum anderen das Zusammenwirken der vereinfachten Modellannahmen bezüglich des Stofftransport zwischen Verdampfer und Adsorber. Hinzu kommen geringfügige Abweichungen bei der mittels Stofffunktion berechneten Adsorberdrücke. Im Verlauf der hier gewählten Zyklusdauer weisen die bilanzierten Energiemengen jedoch lediglich eine Differenz von ca. 19 kJ (8,6 %) auf, weshalb das Modell und die gewählten Simulationsparameter für eine Abschätzung der Leistungsfähigkeit des unter 3.5 vorgeschlagenen Gesamtsystems grundsätzlich geeignet ist.

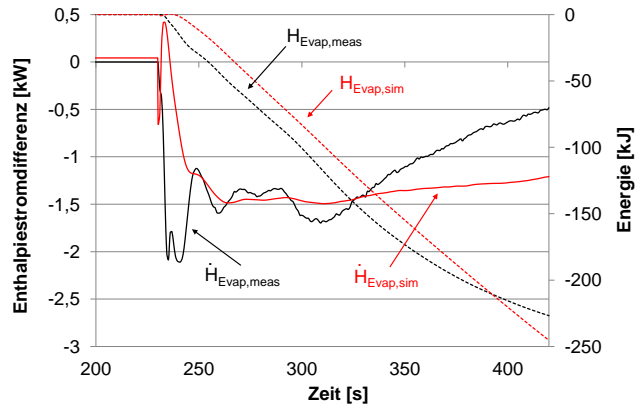


Abbildung 4.16: Vergleich Messung u. Simulation am Verdampfer des beschichteten Systems: Am Sekundärkreislauf balanzierter Enthalpiestrom und Energiemenge während der Adsorption

Parameter	Pellet	Coated	Beschreibung
m_{sorb} [kg]	1,9	0,9	Integrierte Sorbensmasse
kA [W/K]	110	300	globaler Wärmedurchgangskoeffizient des Adsorbers
$i_{Ads-Cond}$ [kg/sPa]	$0,4 \cdot 10^{-6}$	$0,4 \cdot 10^{-6}$	Konstante zur Bewertung des Stofftransportes zw. Adsorber und Kondensator
$i_{Ads-Evap}$ [kg/sPa]	$0,5 \cdot 10^{-5}$	$0,2 \cdot 10^{-5}$	Konstante zur Bewertung des Stofftransportes zw. Adsorber und Verdampfer

Tabelle 4.2: Ermittelte Simulationsparameter für die Charakterisierung des Pellet-Adsorbers und des beschichteten Adsorbers

Modellierung Gesamtsystem

Ziel des vorliegenden Kapitels ist es, das unter 3.5 entworfene Gesamtsystem auf Basis der experimentell ermittelten Ergebnisse und der in der Konzeptdiskussion angeführten Annahmen in ein umfassendes Simulationsmodell eines Fahrzeugs zu überführen. Der schematische Aufbau dieses Modells zur Bewertung des vorgeschlagenen Klimatisierungskonzeptes ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Modellierung der Adsorptionskälteanlage einschließlich des zweiphasigen Sekundärkreislaufes erfolgt in Anlehnung an die Erkenntnisse aus den Kapiteln 4 und C. Im Folgenden werden weiterhin die Modellierung des Antriebsstranges, der Kompressionskälteanlage und der Fahrzeuggabine beschrieben.

5.1 Motormodell

Entsprechend der Ergebnisse unter 2.2 beschränkt sich die weitere Betrachtung der Abwärmenutzung auf die im Fahrzyklus anfallenden Abgasenthalpieströme. Da deren transients Verlauf für die simulative Bewertung einer Adsorptionskälteanlage entscheidend ist, wird auf Basis von Messdaten ein kennfeldbasiertes Modell eines Ottomotors erstellt. Dieses ermittelt zum einen die aus dem Geschwindigkeitsprofil resultierenden mechanischen Leistungsanforderungen an den Motor unter Berücksichtigung des mechanischen Einflusses von Kältemittelverdichter und elektrischem Generator. Mittels Verbrauchs- und Temperaturkennfeldern, welche auf Basis von Prüfstandsmessungen der Volkswagen AG entstanden sind, werden anhand dieser Daten ebenfalls die im Zyklus vorliegenden Abgasenthalpieströme und der daraus resultierende Kraftstoffverbrauch ermittelt. Dies ermöglicht eine energetische Bewertung und Gegenüberstellung des klimatisierten Fahrbetriebes mittels Kompressions- und mittels Adsorptionskälteanlage.

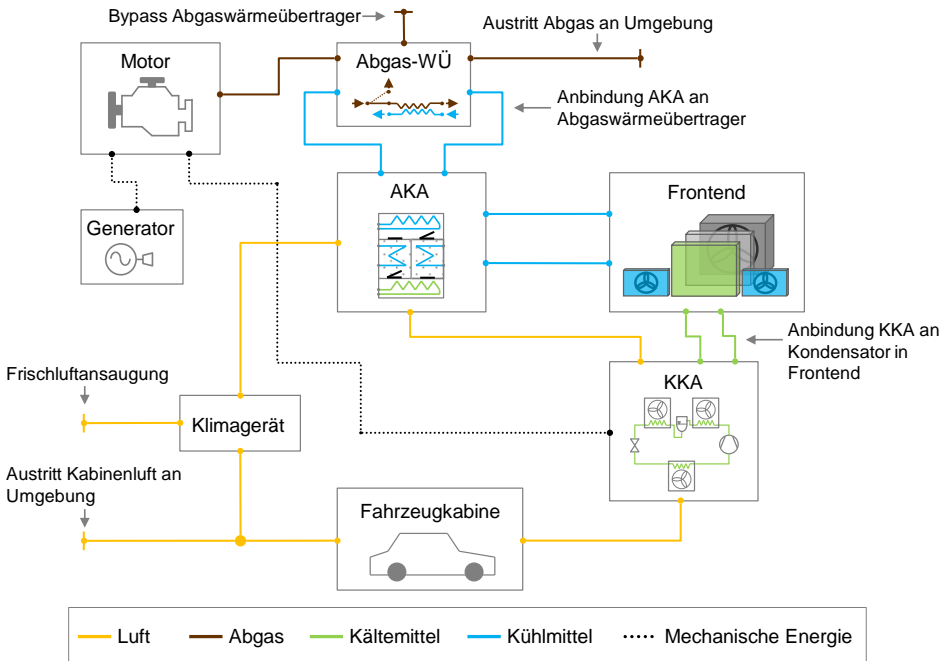


Abbildung 5.1: Schematischer Aufbau des Simulationsmodells mit farblicher Kennzeichnung der Fluidkreisläufe bzw. der mechanischen Kraftübertragung

Die Modellierung erfolgt in der Programmiersprache Modelica, wobei einzelne Komponenten des thermischen Systems sowie die einfließenden Stoffdaten der Modelldatenbank TIL Suite entstammen.

Modellbeschreibung

Aufbau und Umfang des hier verwendeten Modells ist schematisch in Abbildung 5.2 dargestellt. Die numerischen Grundlagen beruhen auf den von Eckstein [77] aufgeführten Gleichungen für die Berechnung des längsdynamischen Verhaltens eines Fahrzeugs.

Grundlage für alle mechanischen und thermischen Berechnungen sind die Fahrdaten des gewählten Zyklus, welcher den transienten Verlauf der Fahrgeschwindigkeit

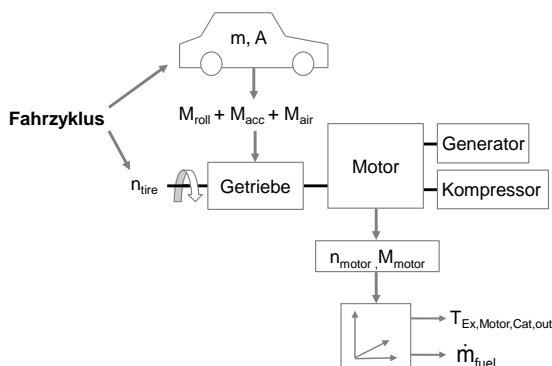


Abbildung 5.2: Aufbau des eindimensionalen Simulationsmodells des Antriebsstrangs

vorgibt. Anhand dessen werden unter Einbeziehung von Fahrzeugdaten der Gesamtfahrwiderstand berechnet, welcher am Getriebe anliegt. Das insgesamt am Motor anliegende Drehmoment ergibt sich dann aus der gangabhängigen Momentwandlung des Getriebes und den aus der Generator- und Kompressorleistung resultierenden Drehmomenten.

Die mechanische Generatorleistung resultiert aus dem elektrischen Energiebedarf des Bordnetzes und wird über ein Wirkungsgradkennfeld in Abhängigkeit von Motordrehzahl und jeweiliger Stromstärke bestimmt. Auf diese Weise ist es möglich, die Auswirkungen der Veränderung des elektrischen Energiebedarfs über die gesamte Wirkungsgradkette auf den Kraftstoffverbrauch zurückzuführen.

Eine detailliertere Beschreibung des von Eckstein beschriebenen mathematischen Modells und der ergänzten Berechnung der Abgasenthalpieströme findet sich im Anhang dieser Arbeit unter D.3 auf Seite 149ff.

Modellvalidierung

Im Folgenden wird ein Abgleich von Messung und Simulation vorgenommen, um den Realitätsbezug der im weiteren verwendeten Fahrzeugsimulation zu gewährleisten und um Aussagen über die Genauigkeit der Systembewertung machen zu können.

In Abbildung 5.3 sind der gemessene und der simulierte Verlauf der Abgastemperatur innerhalb des NEFZ gegenübergestellt. Insgesamt zeigt sich bei der gemessenen

Temperatur ein geringfügig dynamischeres Verhalten, welches sich situativ gegenüber den simulierten Daten in höheren Abgastemperaturen niederschlägt. Dennoch kann das dynamische Verhalten in Abhängigkeit der Motorlast einschließlich der Aufheizphase mit hinreichender Genauigkeit wiedergegeben werden. Ähnliches lässt

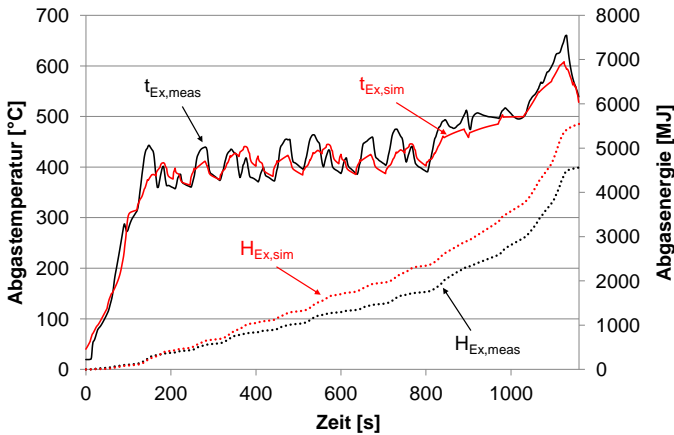


Abbildung 5.3: Vergleich von gemessener (*meas*) und simulierter (*sim*) Abgastemperatur am Austritt des Katalysators sowie die kumulierte Energiemenge im Verlauf des NEFZ

sich bei dem Vergleich von gemessenem und simuliertem Abgasenthalpiestrom erkennen, die gemessenen Daten unterliegen hier stärkeren lastbedingten Schwankungen. Insgesamt fallen die simulierten Daten dennoch höher aus, was auf eine Überbewertung des Energieumsatzes in den Phasen ohne Beschleunigung zurückzuführen ist. Die im Verlauf des Fahrzyklus berechnete kumulierte Energiemenge des Abgases ist gegenüber den Messdaten um 21,9 % größer. Der in der Simulation berechnete Kraftstoffverbrauch liegt um 6,6 % über dem Messwert. Eine grafische Gegenüberstellung von gemessenem und simuliertem Abgasenthalpiestrom findet sich im Anhang dieser Arbeit unter D.3 (S. 151).

5.2 Abgaswärmeübertrager

Das Einkoppeln der Abgasenergie in den Hochtemperatur-Sekundärkreislauf der Adsorptionskälteanlage erfolgt entsprechend der getroffenen Annahmen über einen Abgaswärmeübertrager. In Anlehnung an Systeme, welche im automobilen Bereich Ver-

wendung finden, werden Abgasstrom und Sekundärfluid im Gegenstrom aneinander vorbeigeführt. Um das Sieden des verwendeten Sekundärfluids oder thermische Schädigungen zu vermeiden, erfolgt eine Temperaturbegrenzung mittels einer Bypassklappe im Abgasstrom. Diese ermöglicht ein Überbrücken des Abgaswärmeübertragers im Falle zu hoher Abgastemperaturen bzw. anfallender Abwärmeleistung (siehe Abb. 5.4).

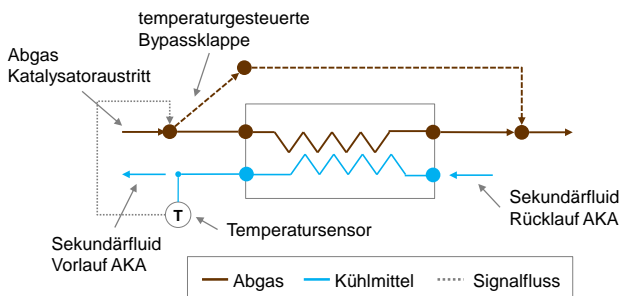


Abbildung 5.4: Schematischer Modellbau des Gegenstrom-Abgaswärmeübertragers mit temperaturgesteuerter Bypassklappe für die Temperaturregelung des Sekundärfluids

In dem hier eingesetzten Simulationsmodell eines Gegenstrom-Wärmeübertragers wird der abgasseitige Wärmedurchgang an die Metallwand des Wärmeübertragers in Abhängigkeit des vorliegenden Abgasmassenstroms berechnet. Diese Abhängigkeit wurde auf Grundlage von Prüfstandsmessungen an Abgaswärmeübertragern für automobiler Anwendungen ermittelt. Die angenommenen geometrischen Dimensionen des Wärmeübertragers orientiert sich ebenfalls an den vermessenen Systemen. Die Wärmeübertragung von der Rohrwand auf das Sekundärfluid wird anhand eines konstanten Wärmedurchgangskoeffizienten beschrieben, da der Massenstrom in diesem Kreislauf bei Betrieb der Adsorptionskälteanlage nicht variiert. Der Einfluss der Temperatur auf die Wärmeübertragungseigenschaften des Wasser-Glykol-Gemisches wird hier nicht berücksichtigt. Weitere Details zur Modellierung finden sich im Anhang unter D.3 auf Seite 151.

5.3 Kompressionskälteanlage

Das Betriebsverhalten einer R-134a-PKW-Kompressionskälteanlage wird im Folgenden mit Hilfe der TIL-Bibliothek modelliert. Die einfließenden geometrischen Pa-

parameter, wie z.B. Wärmeübertragerflächen und Rohrquerschnitte etc., orientieren sich dabei an gängigen automobilen Kälteanlagen. Die Berechnung der mechanischen Leistung erfolgt bei dem verwendeten Modell des extern geregelten Taumelscheibenverdichters anhand von Wirkungsgradkennfeldern, welche in Abhängigkeit von Drehzahl, Hubvolumen und Druckdifferenz ausgelesen werden. Sollgröße für die Leistungsregelung ist gleichermaßen wie in automobilen Anwendungen eine fest vorgegebene Lufttemperatur am Austritt des Verdampfers, der Zustand des Kältemittels am Verdichtereintritt wird auf eine konstante Überhitzung geregelt.

Bei dem hier verwendeten Modell des Kältemittelkondensators handelt es sich um ein Flachrohrwärmeübertrager, bei welchem Kondensations- und Unterkühlstrecke durch einen Kältemittelsammler voneinander getrennt sind. Die Aufteilung des eintretenden Luftvolumenstroms auf beide Bereiche des Wärmeübertragers wird entsprechend dem Verhältnis der angeströmten Querschnittsfläche vorgenommen. Das Gebläse im Vorderwagen wird stufenweise in Abhängigkeit des Hochdruckes am Austritt des Kompressors geregelt. Da der Kühlmittelkreislauf für die Abfuhr der Motorabwärme nicht Teil dieser Untersuchung ist, wird der Einfluss der Motorlast auf die Ansteuerung des Gebläses nicht berücksichtigt. Für den hier angestrebten Vergleich des konventionellen Klimatisierungssystems mit einem Konzept, welches die Substitution mechanischer Kompressorleistung durch Verwendung eines Adsorptionsprozesses vorsieht, ermöglicht dies dennoch eine Gegenüberstellung des elektrischen Energiebedarfs der Wärmeabfuhr.

Die luftseitige Anströmung des Kältemittelkondensators ist durch Positionierung in vorderster Reihe des Kühlerpaketes im Vorderwagen von der Lüfterleistung und der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Dieser Zusammenhang ist qualitativ in Abbildung 5.5 dargestellt und wird in der Simulation über eine Fitfunktion wiedergegeben, welche aus Messungen an einem Fahrzeugprüfstand resultiert. Ähnliche Daten wurden bereits bei Berger im Rahmen der Forschungsarbeiten an einem Kühlungssystem für ein Brennstoffzellenfahrzeug veröffentlicht [78]. Die wesentlichen Simulationsparameter und Annahmen sind unter E auf Seite 157 aufgeführt.

5.4 Adsorptionskälteanlage

Der grundlegende Aufbau der Adsorptionskälteanlage mit zwei Kammern und die hydraulische Anbindung der Wärmequellen und -senke findet sich in Abschnitt 3.5. Die Modellierung der Fluidkreisläufe wurde ebenfalls mit Hilfe der Modellbibliothek TIL-Suite vorgenommen. Die für die Ermittlung der thermischen Massen und der Strömungswiderstände erforderlichen geometrischen Dimensionen orientieren sich dabei

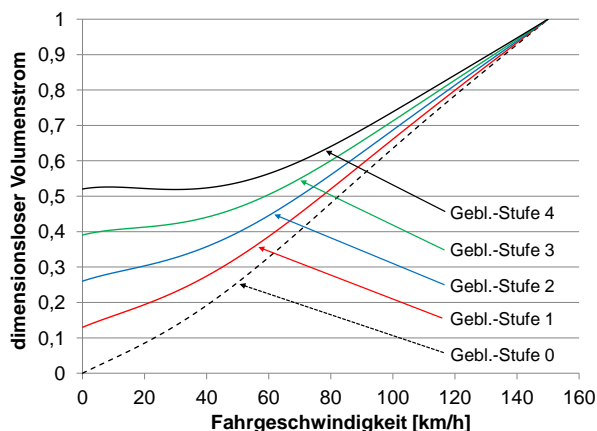


Abbildung 5.5: Dimensionsloser Luftvolumenstrom durch den Kältemittelkondensator im Vorderwagen in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Gebläsestufe

an einer Positionierung der Adsorptionskälteanlage in der Reserveradmulde, welche an den Abgasstrang und das Klimagerät im Fahrzeug angebunden ist.

Für die Bewertung der elektrischen Nebenverbraucher, welche über den Generator versorgt werden, berücksichtigt das Modell den Betrieb von Pumpen und Ventilen für die Umwälzung des Kühl- bzw. des Kältemittels. Die Modelle der elektrischen Umwälzpumpen für den Betrieb der Kühlmittelkreisläufe (Anbindung an Rückkühlwerk im Frontend bzw. Abgaswärmeübertrager) beinhalten Pumpenkennlinien am Markt verfügbarer und in der Serienproduktion eingesetzter Komponenten. Im Falle der Kältemittelpumpe für die Anbindung des Verdampfers der Adsorptionskälteanlage an den Wärmeübertrager im Klimagerät, wird aufgrund nicht vorhandener Systeme ein konstanter Wirkungsgrad angenommen.

Bei den Fluidventilen, die für das wechselseitige Durchströmen der Adsorberkammern mit kühlendem bzw. aufheizendem Kühlmittel zuständig sind, wird von Komponenten ausgegangen, welche mit Stellmotoren versehen sind und somit nur bei einem Richtungswechsel elektrische Energie benötigen.

Die Dampfventile betätigen sich gleichermaßen wie Rückschlagventile infolge der Drücke, die in Verdampfer, Adsorber und Kondensator vorherrschen. Für den permanenten Klimatisierungsbetrieb während der Fahrt ist diese Vereinfachung zulässig. Sieht man jedoch das kontrollierte Entladen eines Adsorptionsspeichers z.B. nach ei-

ner Standphase vor, müsste man den Schaltvorgang fest vorgeben und somit die Klappen mit einem elektronischen Schließmechanismus versehen.

Die im Modell hinterlegte Regelung der Anlage für den fahrzyklusabhängigen Betrieb zweier alternierender Kammern ist so aufgebaut (siehe Abb. 5.6), dass bei Fahrtbeginn jeweils eine Adsorberkammer über das Rückkühlwerk im Frontend gekühlt wird, während die zweite Kammer mit der Desorption beginnt, sobald der über den Abgaswärmeübertrager temperierte Sekundärkreislauf eine vorgegebene Mindesttemperatur erreicht hat ($T_{des,min} \geq T_{liq,HEX,out}$). Dieses Kriterium ermöglicht somit auch den Abbruch eines Desorptionszyklus, sobald die Wärmezufuhr aufgrund Beendigung des Fahrzyklus oder verminderter Motorleistung zum Erliegen kommt. Die Zyklusdauern für die De- und Adsorptionsphase werden als Parameter vorgegeben.

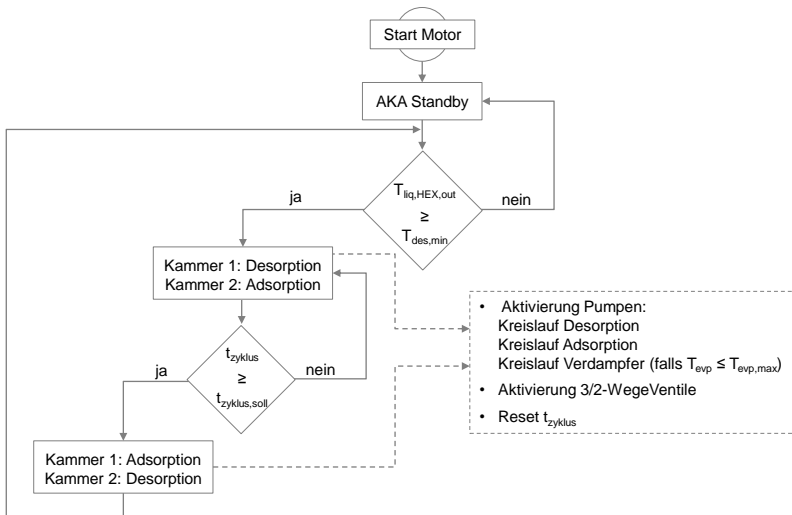


Abbildung 5.6: Flussdiagramm der Regelung des alternierenden Betriebs einer Adsorptionskälteanlage mit zwei Kammern

Die Auskopplung der aus dem Fahrzeuginnenraum und während dem Desorptionsprozess aufgenommenen Wärmeströme an die Umgebung erfolgt, wie bereits in Abschnitt 3.3 erwähnt, mittels zweier flüssigseitig seriell durchströmter Wärmeübertrager, welche seitlich neben dem Kühlerpaket im Vorderwagen positioniert sind. Beide verfügen über ein Gebläse, deren Leistung entsprechend der Austrittstemperatur des

Kühlmittels geregelt wird. Das durchströmende Luftvolumen berechnet sich gleichermaßen wie der Luftvolumenstrom durch den Kältemittelkondensator in Abhängigkeit von Gebläseleistung und Fahrgeschwindigkeit, allerdings wird die in Abb. 5.5 dargestellte Berechnung der Luftmengen auf die Anströmfläche beider Wärmeübertrager angepasst.

5.5 Fahrzeugkabine

Die Fahrzeugkabine wird mit Hilfe eines einfachen, eindimensionalen Modells dargestellt, welches die Veränderung der Lufttemperatur im Fahrzeuginneren in Abhängigkeit des Wärmeeintrages über die Karosserieflächen bzw. der Wärmeabfuhr über die Luftströmung ermittelt.

Für die Ermittlung des Wärmeeintrags wird die spezifische Solarstrahlung als Simulationsparameter von außen vorgegeben und die eingebrachte Wärmeleistung anhand der Transmissionskoeffizienten und der Flächen der Materialien berechnet. In Abbildung 5.7 ist dieser Einfluss der Umgebungsbedingungen anhand der Randbedingungen „Wärmeeintrag über Karosserie“ und „Wärmeeintrag über Interieur“ dargestellt. Der thermische Übertragungsweg von der Karosserie an das Interieur bzw. vom Interieur an die Luft im Innenraum erfolgt vereinfachend über die ebenfalls in Abbildung 5.7 dargestellten thermischen Widerstände, deren Ausprägung anhand realer Aufheiz- bzw. Abkühlkurven an Versuchsfahrzeugen angepasst wurde. Die Eigenschaft der im Fahrzeug verbauten Materialien, thermische Energie zu speichern, wird über zwei globale Parameter für die Massen von Karosserie und Interieur, bzw. ein angenommenes Innenraumluftvolumen, berücksichtigt.

Für die folgende Systembewertung sind die Temperaturen der Fahrzeugkabine und der betrachteten Klimatisierungssysteme zu Beginn des Fahrzyklus entscheidend, da sie den Leistungsbedarf und den Wärmetransport zwischen Kabine, Kälteanlage und Umgebung bei Fahrtantritt maßgeblich beeinflussen. Bei der Bewertung der Klimatisierungskonzepte werden daher dem Fahrzeug in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen Initialtemperaturen einzelner Systemkomponenten zugeordnet, welche das reale Aufheizverhalten widerspiegeln. Die Größenordnungen dieser Bauteiltemperaturen entstammen den Erfahrungen aus Fahrzeugmessungen. Vergleichbare Ergebnisse hierzu finden sich auch bei Großmann [79], der das Aufheizverhalten von Karosserie, Scheibenflächen und Instrumententafel infolge von Materialeigenschaften, Solarstrahlung und Umgebungstemperatur beschreibt. Die für die folgende Untersuchung der Klimatisierungsszenarien angewandten Initialtemperaturen von Kabine und Systemperipherie in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen finden sich in Abbildung 5.8.

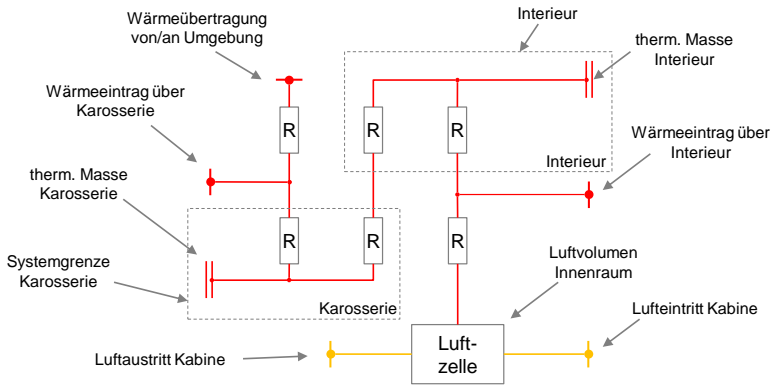


Abbildung 5.7: Schematischer Aufbau des thermischen Simulationsmodells der Fahrzeugkabine

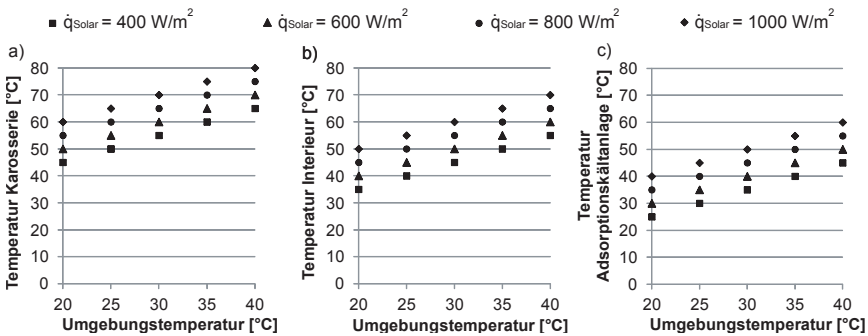


Abbildung 5.8: Angenommene Starttemperaturen der thermischen Massen von Karosserie (a), Interieur (b) und Adsorptionskälteanlage (c) zu Beginn des Fahrzyklus in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der spez. Solarstrahlung

Im Sinne der Modellvalidierung ist in Abbildung 5.9 der Verlauf der gemessenen Kopfraumtemperatur ($t_{Cabin, meas}$) dargestellt. Bei diesem Messwert handelt es sich um einen Mittelwert, aus den in einem Fahrzeug der Kompaktklasse gemessenen Kopfraumtemperaturen der vorderen und hinteren Sitzreihe. Dabei wurde das Fahrzeug für die Messung über einen Zeitraum von 8 Stunden bei einer Umgebungstemperatur von 30°C vorkonditioniert und anschließend für 2 Stunden einer Sonnenlichtsimulation bei 1000 W/m^2 ausgesetzt. Als Eingangsgröße für die Simulation der Abkühlkurve diente die gemessene Lufttemperatur am Austritt des Verdampfers im Klimagerät sowie der in der Messung eingestellte Gebläsemassenstrom.

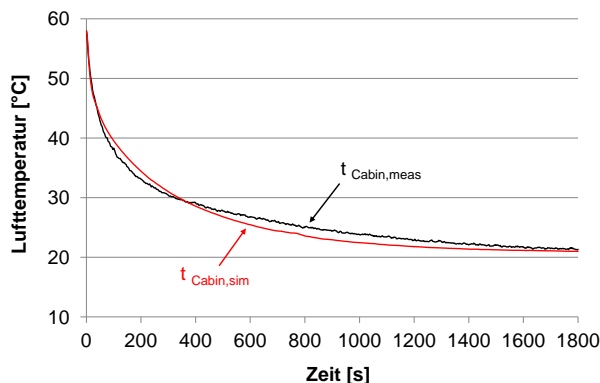


Abbildung 5.9: Vergleich von gemessener ($t_{Cabin, meas}$) und simulierter ($t_{Cabin, sim}$) mittlerer Kopfraumtemperatur bei einem Abkühlversuch eines thermisch vorkonditionierten Fahrzeugs, Umgebungstemperatur: 30°C , spez. Solarstrahlung: 1000 W/m^2

5.6 Klimagerät

In der PKW-Klimatisierung übernimmt das Klimagerät die Funktion der Luftverteilung und die Regelung der Lufttemperaturen an den verschiedenen Ausströmern in der Fahrzeugkabine. Zu diesem Zweck sind hier neben dem Verdampfer und dem Heizungswärmeübertrager das Lüftungsgebläse und diverse Luftklappen integriert. Da im Rahmen dieser Arbeit lediglich die Kühlung der Fahrzeugkabine bei hohen Außentemperaturen betrachtet wird, ist der Heizungswärmeübertrager im Modell nicht abgebildet. Der Fall des sog. Reheat, also des Erwärmens der zuvor zur Ent-

feuchtung gekühlten Luft bei moderaten Umgebungstemperaturen, geht nicht in die Bewertung ein.

Da das Modell der Fahrzeugkabine lediglich über eine Luftzelle verfügt, entfällt ebenfalls die Differenzierung zwischen den unterschiedlichen Arten der Luftverteilung innerhalb der verschiedenen Bereiche (z.B. Personen-, Fondausströmer, und Defrostband). Die angestellten Untersuchungen widmen sich weniger der Bewertung des Insassenkomforts, sondern in erster Linie der Systemeffizienz, weshalb vereinfachend von einer homogenen Temperaturverteilung im Fahrzeuginneren ausgegangen wird.

Neben der bereits erwähnten Umgebungstemperatur und der Intensität der Solarstrahlung, bestimmt die Luftfeuchtigkeit die Höhe der erforderlichen Klimatisierungsleistung. Für eine spätere Systembewertung unter verschiedenen klimatischen Bedingungen, verfügt das Modell des Klimagerätes (dargestellt in Abb. 5.10) daher über eine Regelung des Frischluftanteils, welcher in den Innenraum strömt. In Anlehnung an den sog. Pulldown (Abkühlen des Innenraums im Stand bei maximal erreichbarer Kälteleistung), erfolgt der Abkühlvorgang der aufgeheizten Fahrzeugkabine in der Simulation im Umluftbetrieb, sinkt die Lufttemperatur im Innenraum unter 30°C , wird ein Frischluftanteil von 50 % eingestellt.

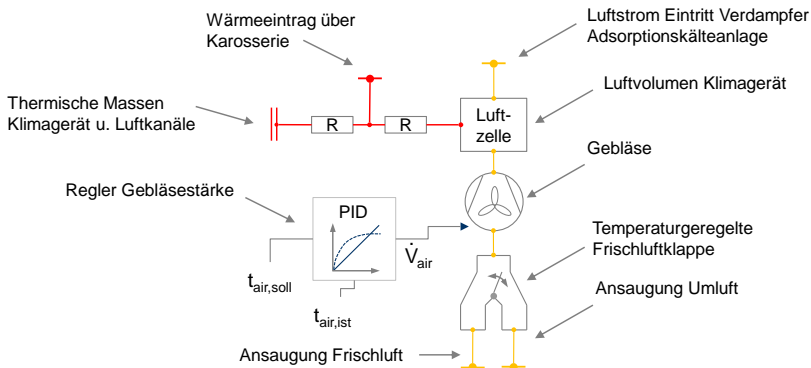


Abbildung 5.10: Schematischer Aufbau des Simulationsmodells des Klimagerätes (gelb: Luftführung, rot: Wärmetransport)

Wie bei den gängigen PKW-Klimatisierungssystemen wird die eingebrachte Kälteleistung primär über die Luftmenge geregelt. Als Sollgröße dient eine Lufttemperatur von 22°C . Da die Druckverluste der zu durchströmenden Wärmeübertrager luftseitig mit dem Verhalten eines realen PKW-Verdampfer abgeglichen wurden, ermöglicht

dies weiterhin eine Bewertung des elektrischen Energiebedarfs des Lüftungsgebläses unter realistischen Bedingungen.

Dem zuvor erwähnten Einfluss der thermischen Aufheizung auf das Abkühlverhalten (siehe Fahrzeugkabine) wird bei der Modellierung des Klimagerätes ebenfalls Rechnung getragen. Die Erwärmung der durch das Klimagerät geführten Luft infolge des Einwirkens der Solarstrahlung auf die Luftkanäle (siehe Abb. 5.10: Wärmeeintrag über Karosserie) und die vorhandenen thermischen Massen wird in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen berücksichtigt.

Simulative Systembewertung

Ziel des folgenden Kapitels ist die simulative Bewertung des entworfenen Klimatisierungskonzeptes. Hierfür werden die in Abbildung 6.1 dargestellten Systeme verschiedenen Umgebungs- und Fahrbedingungen ausgesetzt und die berechneten Ergebnisse gegenübergestellt. Die Bewertung beginnt mit dem Vergleich der experimentell untersuchten Adsorberkonzepte innerhalb der Fahrzeugumgebung. Anschließend wird das Zusammenspiel von Kompressions- und Adsorptionskälteanlage näher betrachtet. Des weiteren werden der Einfluss der klimatischen Bedingungen sowie Maßnahmen zur Steigerung der Leistung des abwärmebetriebenen Klimatisierungssystems untersucht.

6.1 Bewertung der untersuchten Adsorberarten innerhalb der Fahrzeugumgebung

Im experimentellen Teil dieser Arbeit wurden zwei verschiedene Adsorptionswärmeübertrager vermessen und charakterisiert, deren Bewertung für eine mobile Anwendung jedoch nur unter Einbeziehung der gesamten Fahrzeugumgebung möglich ist. Aus diesem Grund werden nachfolgend die in Abschnitt 4.1 validierten Adsorber-Modelle in das Gesamtsystem überführt und die Ergebnisse gegenübergestellt.

Für diese Gegenüberstellung und die weiteren Systembewertungen werden die erstellten Modelle entsprechend der Bauraumsituation im Fahrzeug skaliert. Unter Annahme der Integration in die Reserveradmulde wird das gesamte Anlagenvolumen auf maximal 32 l begrenzt. Diese Obergrenze begrenzt in erster Linie das Volumen des beschichteten Systems, da dieses gegenüber dem Pellet-Adsorber eine deutlich

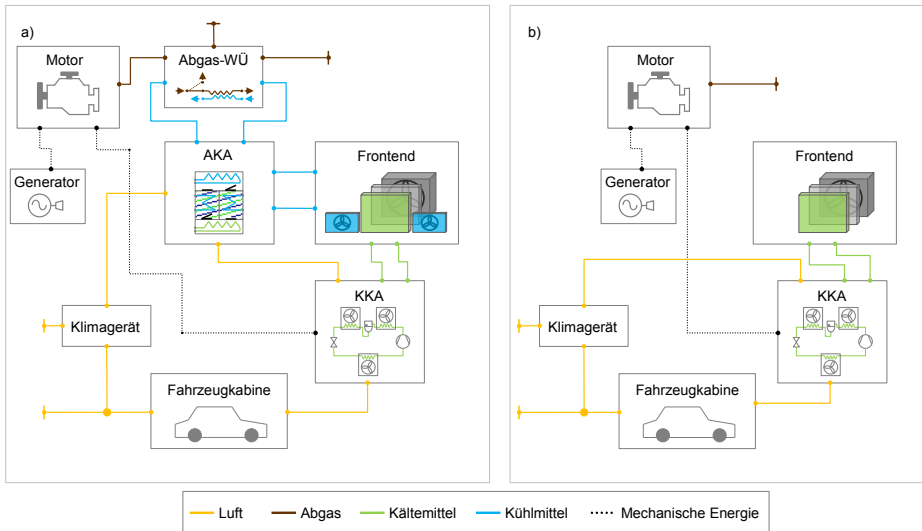


Abbildung 6.1: Systemvergleich: a) Paralleler Betrieb von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage, b) konventionelle PkW-Klimatisierung mittels Kompressionskälteanlage

geringere Packungsdichte aufweist und dementsprechend für das Erreichen größtmöglicher Kälteleistungen ein höheres Adsorbervolumen erfordert. Um neben dem Volumen auch dem Mehrgewicht durch die Fahrzeugintegration Rechnung zu tragen, wird das Pellet-System auf eine Adsorbensmasse von 3 kg pro Adsorber begrenzt. Die geometrischen Daten beider Systeme sowie die Skalierung der Masse und des globalen Wärmeübergangskoeffizienten sind in Tabelle 6.1 aufgeführt. Für das Gesamtgewicht der Adsorptionskälteanlage einschließlich der Systemperipherie und der zirkulierenden Medien wird in der Simulation ein Zusatzgewicht von 60 kg veranschlagt. Abbildung 6.2 zeigt eine schematische Darstellung des Aufbaus und der Dimensionen der Adsorptionskälteanlage für beide Adsorbertypen.

Der Vergleich beider Adsorberarten erfolgt anhand einer 20-minütigen Fahrt bei konstanter Geschwindigkeit von 50 km/h und einer Umgebungstemperatur von 30°C . Da der Beladungszustand der Adsorber zu Beginn des Fahrzyklus entscheidend für die anteilige bereitstellbare Kälteleistung während des Fahrzyklus ist, wird bei den folgenden Untersuchungen zwischen zwei Zuständen unterschieden:

	<i>Pellet – Adsorber</i>	<i>beschichteter Adsorber</i>	<i>Einheit</i>
$m_{sorb,adsorber}$	3	1,35	kg
kA	145	375	W/K
Δt_{zyklus}	500	300	s
$V_{adsorber}$	7,1	10,6	l
$m_{adsorber}$	6	6	kg
V_{system}	24,1	31,2	l
m_{system}	20	20	kg

Tabelle 6.1: Geometrische Daten für die Skalierung einer mobilen Adsorptionskälteanlage für die Verwendung eines Pellet- bzw. beschichteten Systems

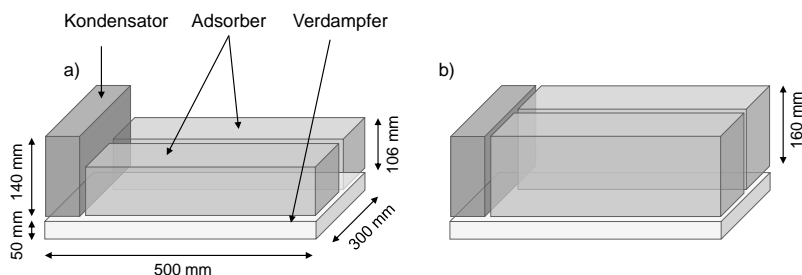


Abbildung 6.2: Anordnung und Dimensionen der Komponenten der mobilen Adsorptionskälteanlage: a) Pellet-Adsorber, b) beschichteter Adsorber

Zustand „Start 1“: Adsorber 1 bereit zur Adsorption, $x_{1,start} = 0,17 \text{ kg/kg}$
Adsorber 2 gesättigt, $x_{2,start} = 0,28 \text{ kg/kg}$

Zustand „Start 2“: Adsorber 1 gesättigt, $x_{1,start} = 0,28 \text{ kg/kg}$
Adsorber 2 gesättigt, $x_{2,start} = 0,28 \text{ kg/kg}$

Konstante Fahrgeschwindigkeit

Die Abbildungen 6.3 und 6.4 sollen Betriebsverhalten der Adsorptionskälteanlagen bei Einsatz eines Pellet-Adsorbers und eines beschichteten Adsorbers veranschaulichen. Hierfür sind der Verlauf der Kälteleistung der Adsorptionskälteanlage für die Startzustände 1 und 2 ($\dot{Q}_{AKA,Start1}$, $\dot{Q}_{AKA,Start2}$), die über den Fahrzyklus kumulierten Energiemengen ($Q_{AKA,Start1}$, $Q_{AKA,Start2}$), der Verlauf der Kälteleistung

der Kompressionskälteanlage (\dot{Q}_{KKA}) sowie die insgesamt bereitgestellte Kälteleistung ($Q_{Gesamt, Start1}$) dargestellt. Bezogen auf das Pellet-System werden, entsprechend der vorgegebenen Zykluszeit von 500 s, lediglich zwei vollständige Adsorptionszyklen durchlaufen, wobei ein dritter nach ca. 100 Sekunden abgebrochen wird. Im Fall des Startzustand 1 steigt die Kälteleistung der Adsorptionskälteanlage innerhalb der ersten Sekunden stärker als in den folgenden Zyklen an, was auf die geringe Kältemittelbeladungsmenge und die Initialtemperaturen des Adsorbens (hier: $t_{Init, AKA} = 50^\circ C$, siehe Tab. 5.8) zurückzuführen ist. Der zweite, von Adsorber 2 vollzogene Adsorptionszyklus (Zyklus B_1 , ab Sekunde 600), liefert aufgrund der unmittelbar vorgelagerten Desorption bei ca. $90^\circ C$ einen weniger dynamischen Verlauf der Kälteleistung. Entsprechend dem Ziel des unterstützenden Betriebs durch eine abwärmebetriebene Kälteanlage wird die Leistung der Kompressionskälteanlage je nach Kühlungsbedarf der Kabine und Zustand der Adsorptionskälteanlage abgeregelt. Dies zeigt sich u.a. am Anstieg von $\dot{Q}_{KKA, Start1}$ gegen Ende jedes Adsorptionszyklus. Unabhängig vom Betriebsverhalten der Adsorptionskälteanlage zeigt sich bei Sekunde 280 eine Laständerung der Kompressionskälteanlage durch das Umschalten in den Frischluftbetrieb (siehe 5.6, S. 77) und das daraus resultierende Anfallen von Entfeuchtungsleistung.

Ähnlich der experimentellen Untersuchung zeichnet sich das Pellet-System insgesamt durch ein träges Verhalten infolge der schlechten Wärmeleitung innerhalb des Zeolithbettes aus, was dazu führt, dass sich der stationäre Permanentbetrieb, also das Ausbilden reproduzierbarer De- und Adsorptionszyklen, erst mit Beginn des zweiten Zyklus (B_1 , ab Sekunde 600) einstellt. Der Beitrag der Adsorptionskälteanlage zur Klimatisierung der Fahrzeugkabine wird entsprechend stark durch den Initialzustand der Adsorber bestimmt. So reduziert sich die kumulierte Energiemenge zwischen den Startzuständen 1 und 2 um 52 %. Das beschichtete System hingegen zeichnet sich durch ein wesentlich schnelleres Ansprechverhalten aus, der stationäre Betrieb stellt sich ca. bei Sekunde 380 ein, die maximale Kälteleistung im stationären Permanentbetrieb (ab Sekunde 380) liegt bei ca. 1200 W.

Der Vergleich der über den Verdampfer der Adsorptionskältemaschine im Gesamtzeitraum aufgenommenen Wärmemenge zeigt jedoch, dass das Pellet-System trotz geringerer Maximalleistung bei „Start 1“ einen nahezu gleich hohen Anteil an der Kälteerzeugung hat, was auf die gegenüber dem beschichteten System längeren Adsorptionszyklen mit nahezu konstanter Kälteleistung zurückzuführen ist. Im Falle des ungünstigeren Startpunktes („Start 2“), ist die Zeolithschicht jedoch in der Lage, die geringere Speicherkapazität infolge der besseren Kinetik von Wärme- und Stoffübergang zu kompensieren. Da dies die Verfügbarkeit der Anlage unabhängig vom

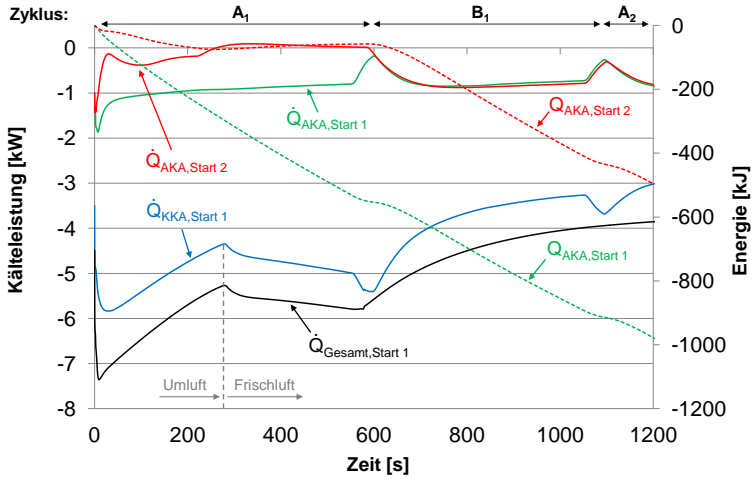


Abbildung 6.3: Kälteleistung und aufgenommene Energiemenge von (Pellet-) Adsorptions- und Kompressionskälteanlage bei konstanter Fahr- geschwindigkeit ($v_{\text{Fahrzeug}} = 50 \text{ km/h}$, $t_{\text{Umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{Solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{Start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$, Start 2: $x_{1,\text{Start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$

vorherigen Fahrbetrieb steigert, erscheint diese System für eine mobile Anwendung eher geeignet.

Die Darstellung der Temperaturverläufe an den Sekundärkreisläufen der Adsorptionskälteanlage ermöglicht eine Bewertung der Systemperipherie hinsichtlich des Wärmetransportes zwischen Abgasstrang, Fahrzeugkabine und Umgebung (siehe Abb. 6.5). Die Abgastemperatur ($t_{E,x,HEX,in}$) am Eintritt des Abgaswärmübertragers steigt infolge des Aufheizens der thermischen Massen (Katalysator) erst nach ca. 500 s auf eine stationäre Betriebstemperatur von ca. 500°C . Die daraus resultierende Temperatur im Sekundärkreislauf des Adsorbers entspricht der Eintrittstemperatur der jeweils desorbierenden Kammer (bis Sekunde 330: $t_{Li,q,Ads1,in}$). Diese steigt in den folgenden Zyklen bis auf knapp über 100°C an, während die Rückkühltemperatur der Adsorber ein minimales Niveau von 35°C erreicht. Dieser Wert kann jedoch nur während des ersten Adsorptionszyklus von Kammer 2 erreicht werden, da hier der Temperatursprung infolge der vorherigen Desorption wegfällt. Im weiteren Verlauf kann eine Rückkühltemperatur von ca. 10 K oberhalb der Umgebungstemperatur erreicht werden.

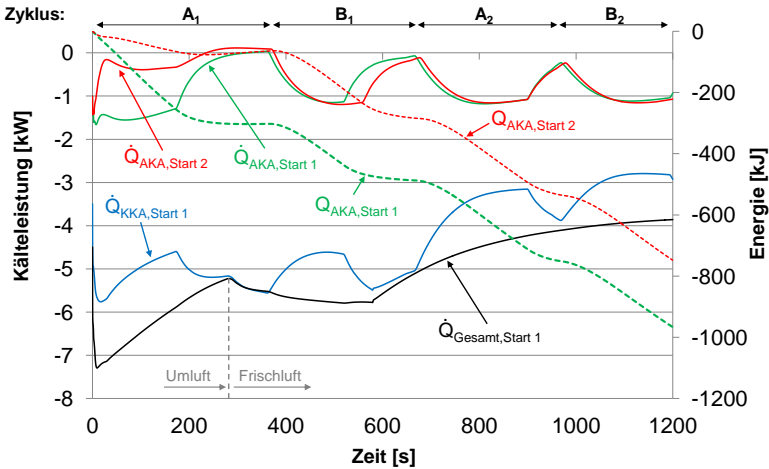


Abbildung 6.4: Kälteleistung und aufgenommene Wärmemenge von (beschichteter) Adsorptions- und Kompressionskälteanlage bei konstanter Fahrgeschwindigkeit ($v_{\text{Fahrzeug}} = 50 \text{ km/h}$, $t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$, Start 2: $x_{1,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$

Das Temperaturniveau des Sekundärkreislaufs des Kondensators liegt aufgrund der zum Rückkühlkreislauf des Adsorbers seriellen Anordnung (siehe Abb. 3.1, S.38) geringfügig höher, wodurch die minimalen Temperaturen eher im Bereich von 45°C liegen. Dadurch, dass der Verdampfer der Adsorptionskälteanlage luftseitig dem Verdampfer der Kompressionskälteanlage vorangestellt ist und mit demselben Luftmassenstrom beaufschlagt wird, befindet sich die Temperatur des Verdampfers ($t_{\text{AKA,Evap,int}}$) auf einem relativen hohen Niveau von ca. $20 - 35^\circ\text{C}$.

Die Kältemittelbeladung beider Kammern bewegt sich infolge der Wärmez- bzw. -abfuhr im Bereich von $0,19 - 0,28 \text{ kg/kg}$ und befindet sich damit während des gesamten Betriebs auf einem hohen Niveau. Grund hierfür ist zum einen die hohe Verdampfertemperatur, welche aufgrund des hohen Druckes gegen Ende des Adsorptionszyklus auch bei einer Umgebungstemperatur von 30°C noch sehr hohe spezifische Beladungsmengen ermöglicht. Die maximalen Temperaturen des Hochtemperaturkreislaufs bewegen sich gegen Ende des Desorptionszyklus beinahe im Bereich des vorgegebenen Grenzwertes (110°C am Austritt des Abgaswärmeübertragers).

In diesem betrachteten Fall scheint der limitierende Faktor für das Erzielen größerer Beladungsänderungen damit die Rückkühlung des Kondensators zu sein, welche wiederum auf die Anbindung an das Rückkühlwerk im Frontend bzw. deren Dimensionierung zurückzuführen ist.

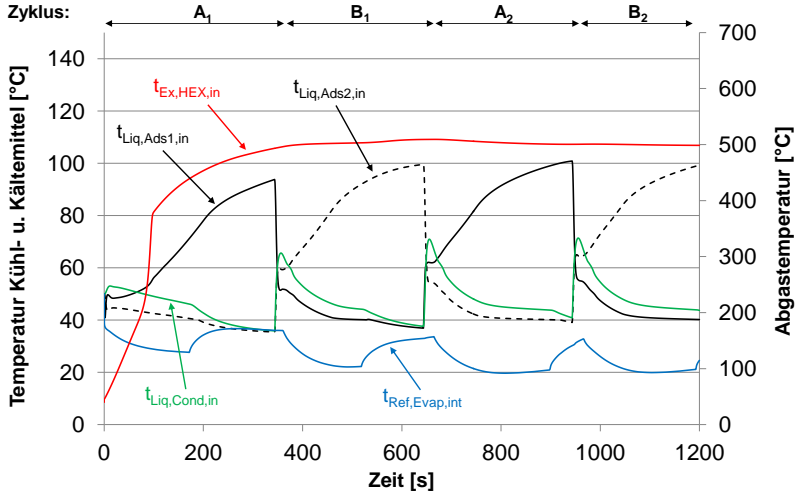


Abbildung 6.5: Temperaturverlauf an der beschichteten Adsorptionskälteanlage bei konstanter Fahrgeschwindigkeit ($v_{\text{Fahrzeug}} = 50 \text{ km/h}$, $t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$, $x_{2,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$

Ein Vergleich beider Adsorber-Konzepte zum Referenzsystem, also des alleinigen Klimatisierungsbetriebes mittels Kompressionskältemaschine, liefert Tabelle 6.2. Hier sind die prozentuale Substitution der mechanisch erzeugten Kälte durch die Adsorptionskältemaschine ($\frac{\dot{Q}_{\text{Evap,AKA}}}{\dot{Q}_{\text{Evap,Gesamt}}}$), die prozentuale Reduktion der mechanischen Kompressorarbeit ($\frac{\Delta W_{\text{Comp}}}{W_{\text{Comp,Basis}}}$), die anteilige Erhöhung der mechanischen Arbeit des Generators ($\frac{\Delta W_{\text{gen}}}{W_{\text{Gen,Basis}}}$) und die Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch ($\frac{\Delta V}{100 \text{ km}}$) aufgeführt.

Unter den angenommenen Randbedingungen sind beide Adsorbertypen in der Lage, den Kältemittelverdichter zu entlasten, jedoch resultiert aus dem Mehrbedarf an elektrischer Energie für den Betrieb von Pumpen und Lüftern eine Steigerung der mechanischen Generatorleistung um ca. 40 %. Im Fall des ungünstigeren Startpunk-

	Pellet-Adsorber		Coated Adsorber		Einheit
	„Start 1“	„Start 2“	„Start 1“	„Start 2“	
$\frac{Q_{Evap,AKA}}{Q_{Evap,Gesamt}}$	16,1	8,1	15,7	12,2	%
$\frac{\Delta W_{Comp}}{W_{Comp,Basis}}$	-26,5	-5,2	-26,1	-15,6	%
$\frac{\Delta W_{Gen}}{W_{Gen,Basis}}$	+40,8	+40,3	+42,1	+42,5	%
$\frac{\Delta V}{100km}$	-2,2	+0,6	-1,7	-0,5	%

Tabelle 6.2: Prozentuale Veränderung von Kompressorarbeit, mechanischer Arbeit des Generators und des Kraftstoffverbrauchs bei Einsatz der untersuchten Adsorberkonzepte im Vergleich zum konventionellen Klimatisierungssystem (Fahrgeschwindigkeit: 50 km/h, Fahrtdauer: 20 min)

tes des Pellet-Systems führt dies sogar zu einem Mehrverbrauch bei den gegebenen Randbedingungen. Der Grund hierfür liegt in der langen Aufheizphase der ersten Adsorberkammer, welche in diesem Fall nicht durch die Adsorption der zweiten Kammer begleitet wird. Das beschichtete System liegt in der in Summe aufgenommenen Wärme etwas hinter dem Pellet-Adsorber, weist jedoch durch das dynamischere Betriebsverhalten auch bei schlechtem Startpunkt noch einen Anteil von 12,2 % an der insgesamt bereitgestellten Klimatisierungsenergie auf, weshalb der Effekt auf den Kraftstoffverbrauch auch hier positiv ausfällt. Die folgenden Untersuchungen beschränken sich daher ausschließlich auf die Verwendung einer Adsorptionskälteanlage mit einer Zeolithbeschichtung.

Bezogen auf den gesamten Fahrzyklus beträgt das mittlere Wärmeverhältnis (Gl. 6.1) des beschichteten Adsorbers 0,39. Hinsichtlich der Bewertung des zusätzlichen elektrischen Energiebedarfs für den Betrieb der Adsorptionskälteanlage erscheint jedoch das Miteinbeziehen der zusätzlichen mechanischen Arbeit durch die erhöhte Generatorlast sinnvoll. Die sich daraus ergebende mechanische Leistungszahl der Adsorptionskälteanlage berechnet sich anhand der über den Verdampfer eingekoppelten Wärmemenge ($Q_{Evap,AKA}$) und der anteiligen mechanischen Arbeit des elektrischen Generators ($W_{Gen,AKA}$). Diese resultiert aus dem elektrischen Energiebedarf der Pumpen, Ventile, des Rückkühlwerkes sowie der anteiligen Gebläseleistung für das serielle Durchströmen der Luft durch die Verdampfer von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage (Gl. 6.2). Für den betrachteten Fall einer 20-minütigen Fahrt bei konstanter Geschwindigkeit, liegt die mittlere mechanische Leistungszahl der Ad-

sorptionskälteanlage mit beschichtetem Adsorber und Initialzustand „Start 1“, bei 1, 2.

$$\bar{\eta}_{th,AKA} = \frac{Q_{Evap,AKA}}{Q_{Des}} \quad (6.1)$$

$$\bar{\epsilon}_{mech,AKA} = \frac{Q_{Evap,AKA}}{W_{Gen,AKA}} = \frac{Q_{Evap,AKA}}{E_{el,AKA} \cdot \bar{\eta}_{mech,Gen}^{-1}} \quad (6.2)$$

Fahrzyklen

Laut der Studie „Mobilität in Deutschland 2008“ [80] liegen 70 % aller PKW-Fahrten unter einer Dauer von 20 Minuten bei einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von 30 km/h. Dieses Fahrverhalten wird somit durch den bereits erwähnten Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) gut wiedergegeben. Der Anteil der Fahrten von mehr als 30 Minuten Dauer, welche die typische PKW-Nutzung von Berufspendlern beschreiben, liegt laut Studie bei ca. 15 %. Entsprechende Vergleichszyklen, welche dieses Nutzungsverhalten widerspiegeln, sind beispielsweise der Artemis-Zyklus, der in den USA angewandte FTP-Zyklus oder der sog. Braunschweig-Pendlerzyklus (BS-Wob). Letztgenannter wurde in Anlehnung des Fahrprofils der Strecke von Braunschweig nach Wolfsburg erstellt und wird von der Konzernforschung der Volkswagen AG neben dem NEFZ u.a. zur Verbrauchsbewertung herangezogen. Einen Vergleich der genannten Zyklen liefert Abbildung 6.6.

Die erwähnte Häufigkeitsverteilung der Fahrdauern von PKWs rechtfertigt grundsätzlich das Heranziehen des NEFZ als Bewertungsgrundlage des Kraftstoffverbrauchs. Um dennoch einen Ausblick auf das Betriebsverhalten bei längerer Fahrdauer und höherer Motorlasten zu erhalten, wird im Folgenden ebenfalls der Betrieb im Verlauf des Braunschweig-Pendlerzyklus diskutiert.

In Abbildung 6.7 sind, in Anlehnung an die vorherigen Betrachtungen, die Kälteleistung sowie die kumulierten Wärmemengen des gekoppelten Betriebs von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage im Verlauf des NEFZ dargestellt. Die simulierten Temperaturverläufe an der Systemperipherie liefert zusätzlich Abbildung 6.8.

Gegenüber der Fahrt bei konstanter Geschwindigkeit stellen sich geringfügig niedrigere Maximalleistungen der Adsorptionskälteanlage ein, welche jedoch nur wenige Sekunden vorhalten. Grund hierfür ist die geringere erzielbare Beladungsbreite des Adsorbens infolge der diskontinuierlichen Wärmezufuhr. Der verminderte Kältemittelumsatz innerhalb der Adsorptionskälteanlage führt dadurch zu einer Verringerung der insgesamt über den Verdampfer aufgenommenen Wärmemenge von 38 %.

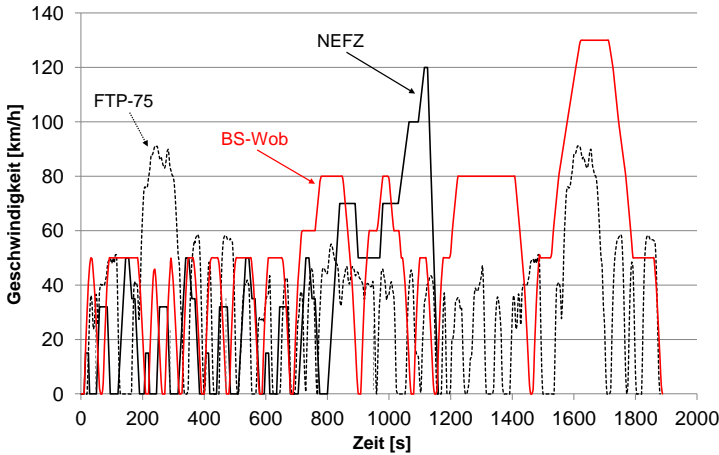


Abbildung 6.6: Geschwindigkeitsprofile von Normzyklen: Neuer Europäischer Vergleichszyklus (NEFZ), Federal Test Procedure (FTP 75) und Braunschweig-Wolfsburg Pendlerzyklus (BS-Wob)

Die Abhängigkeit des Betriebs der Adsorptionskälteanlage von der Motorlast und der Fahrgeschwindigkeit wird anhand von Abbildung 6.8 deutlich. Der Anstieg der Fahrgeschwindigkeiten im zweiten Teil des Zyklus (≥ 800 Sekunden) führt unmittelbar zu höheren Temperaturen im Sekundärkreislauf der desorbierenden Kammer ($t_{Liq, Ads1, in}$) bei nahezu gleichbleibenden Rückkühltemperaturen im Sekundärkreislauf der adsorbierenden Kammer ($t_{Liq, Ads2, in}$). Die Folge ist ein Ansteigen der Energieumsatzes im Verdampfer der Adsorptionskälteanlage im letzten Adsorptionszyklus (B_2 , ca. ab Sekunde 1000) mit erhöhter Kälteleistung.

Die Ergebnisse zu der Betrachtung des Klimatisierungsbetriebes innerhalb des BS-Wob-Zyklus sind in den Abbildungen E.1 und E.2 im Anhang auf Seite 157ff einsehbar. Durch die längere Fahrdauer wird das Betriebsverhalten der Adsorptionskälteanlage hier weniger durch den Anlaufvorgang und das damit verbundene Einschwingverhalten als durch den stationären Zyklusbetrieb mit reproduzierbaren Kälteleistungen dominiert. Das Geschwindigkeitsprofil des Fahrzyklus und die damit verbundenen Abwärmeströme lassen sich an der Ausprägung der Kälteleistung je Adsorptionszyklus ansatzweise erkennen. Zu Beginn des Fahrzyklus erreicht die Kälteleistung, gleichermaßen wie bei der Systembewertung bei konstanter Fahrgeschwindigkeit (siehe Abb. 6.5), Maximalwerte von knapp über 1 kW . Diese Leistung bricht jedoch innerhalb der fest vorgegebenen Adsorptionsdauer frühzeitig ein, was auf die

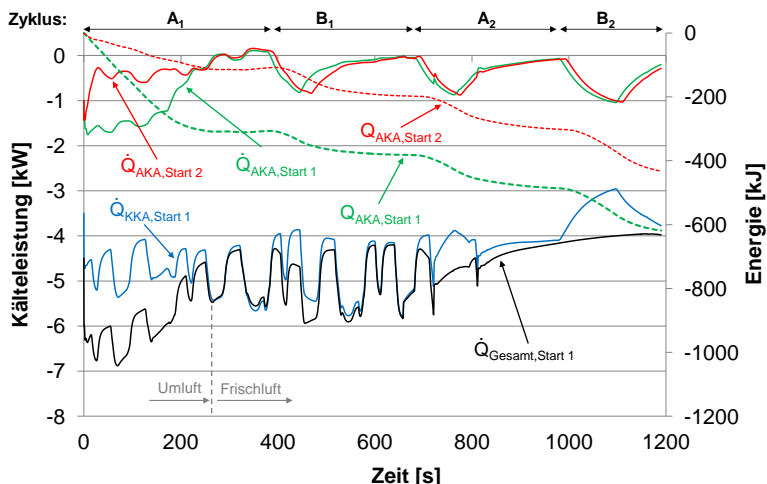


Abbildung 6.7: Kälteleistung und aufgenommene Wärmemenge von (Coated-)Adsorptions- und Kompressionskälteanlage im Verlauf des NEFZ ($t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$, $x_{2,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$; Start 2: $x_{1,\text{start}} = x_{2,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$

unzureichende Desorption im vorgelagerten Desorptionszyklus zurückzuführen ist. Innerhalb des letzten Adsorptionszyklus (B_3 , Sekunde 1600 bis 1900) fällt die mittlere Kälteleistung hingegen deutlich höher aus, da die vorherige Desorptionsphase in den Zeitraum von Fahrgeschwindigkeiten $\geq 80 \text{ km/h}$ fällt, in welchem deutlich höhere Abgasenthalpieströme zur Verfügung stehen. Dies lässt sich auch anhand der Gegenüberstellung der Abgastemperaturen am Eintritt in den Abgaswärmeübertrager und den Temperaturen an den Sekundärkreisläufen der Adsorptionskälteanlage veranschaulichen (Abb. E.2).

In Tabelle 6.3 sind die prozentualen Veränderungen von anteiliger Kälteerzeugung, mechanischer Kompressor- und Generatorarbeit sowie der Kraftstoffverbrauch gegenüber dem alleinigen Betrieb einer Kompressionskälteanlage für die Fahrzyklen NEFZ und BS-Wob aufgeführt. Diese Zusammenfassung zeigt, dass das betrachtete Klimatisierungskonzept im Rahmen der betrachteten Fahrzyklen, trotz mechanischer Entlastung des Kompressors, nicht in der Lage ist, einen Beitrag zur Senkung des Kraftstoffverbrauches zu leisten. Innerhalb des längeren BS-Wob-Zyklus können zwar im besten Fall („Start 1“) 15 % der Klimatisierung durch das abwärmenut-

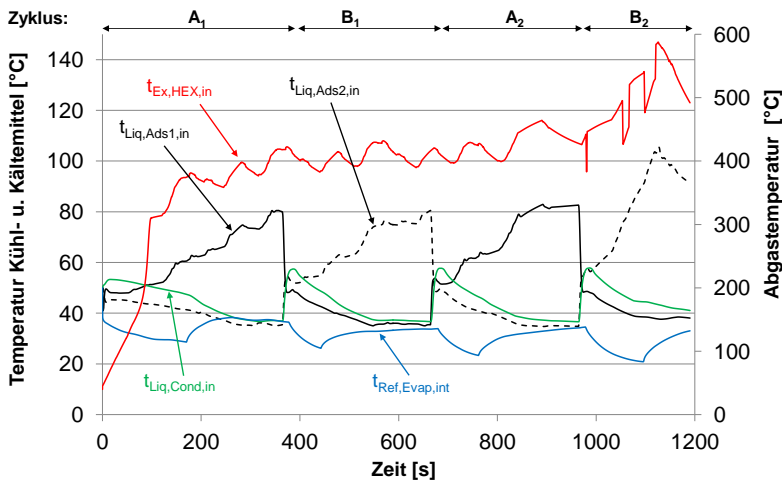


Abbildung 6.8: Temperaturverlauf an der Adsorptionskälteanlage (beschichteter Adsorber) im Verlauf des NEFZ ($t_{\text{umgebung}} = 30^{\circ}\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$, $x_{2,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$; Start 2: $x_{1,\text{start}} = x_{2,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$

	NEFZ		BS-Wob-Zyklus		
	„Start 1“	„Start 2“	„Start 1“	„Start 2“	Einheit
$\frac{Q_{\text{Evap,AKA}}}{Q_{\text{Evap,Gesamt}}}$	10,6	7,5	15,2	12,9	%
$\frac{\Delta W_{\text{Comp}}}{W_{\text{Comp,Basis}}}$	-10,6	-6,5	-20,5	-14,6	%
$\frac{\Delta W_{\text{Gen}}}{W_{\text{Gen,Basis}}}$	+47,7	+45,7	+47	+45,5	%
$\frac{\Delta V}{100\text{km}}$	+0,87	+1,3	+0,37	+0,86	%

Tabelle 6.3: Einfluss des Betriebs der Adsorptionskälteanlage auf die Kompressorarbeit, die mechanische Arbeit des Generators und den Kraftstoffverbrauch im Verlauf des NEFZ und des BS-Wob-Fahrzyklus

zende System bereitgestellt werden, jedoch ist die gleichzeitige Erhöhung mechanischen Last am Generator zu hoch, um eine Steigerung des Gesamtwirkungsgrades der Klimatisierung und herbeizuführen. Innerhalb des kürzeren NEFZ ermöglicht

der Klimatisierungsbetrieb, infolge der geringeren Fahrdauer und des niedrigeren Energieumsatzes des Verbrennungsmotors, lediglich eine Substitution von 10,6 % der Kompressorarbeit und führt damit zu einem Mehrverbrauch von 1,3 %. Unter den gegebenen Umständen verbleibt als positiver Effekt lediglich der Komforteffekt, welcher sich aus dem Verkürzen der Abkühlphase durch Bereitstellung einer höheren Gesamtkälteleistung bei Fahrtbeginn ergibt.

6.2 Einfluss des Betriebs der Adsorptionskälteanlage auf Generator und Kompressionskälteanlage

Um die Auswirkungen des Betriebs der Adsorptionskälteanlage auf die am Motor anliegenden Kräfte genauer zu verstehen, werden im Folgenden die veränderten Anforderungen an das Bordnetz und die damit einhergehende Erhöhung der mechanischen Last am Riementrieb näher untersucht.

Elektrische Verbraucher

In Abbildung 6.9 ist hierfür der elektrische Energiebedarf der beteiligten Verbraucher des alternativen Klimatisierungssystem mit beschichtetem Adsorber („Start 1“) dem konventionellen Klimatisierung gegenüber gestellt.

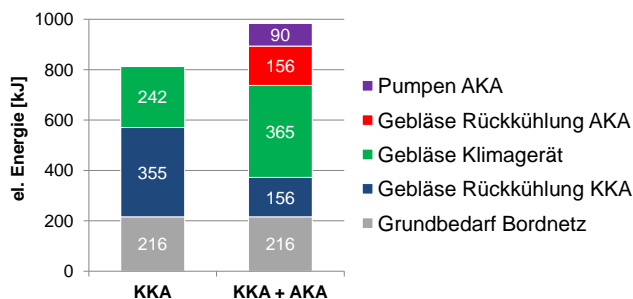


Abbildung 6.9: Gegenüberstellung des elektrischen Energiebedarfes von konventionellem Klimatisierungsbetrieb (KKA) und alternativem Klimatisierungskonzept (AKA + KKA), Fahrgeschwindigkeit: 50 km/h, Fahrdauer: 20 min, „Start 1“

Dabei wird zunächst deutlich, dass sich die Substitution der Kältekompressionsmaschine in einer Reduktion der Lüfterleistung für die Rückkühlung des Kältemittelkon-

densators bemerkbar macht. Dieser Reduktion steht jedoch die elektrische Energie für die Rückkühlung und den Pumpenbetrieb der Adsorptionskälteanlage gegenüber. Der größte Aufwand entsteht jedoch für das Überwinden des zusätzlichen luftseitigen Druckverlustes zweier seriell angeordneter Verdampfer. Die durchschnittliche Lüfterleistung des Klimagerätes erhöht sich daher um ca. 50 %.

Der Einfluss des veränderten elektrischen Energiebedarfes auf die am Motor anliegenden Kräfte zeigt Abbildung 6.10.

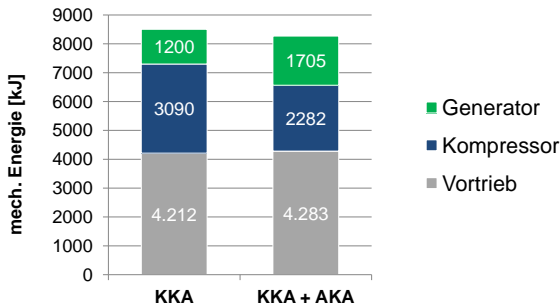


Abbildung 6.10: Gegenüberstellung des mechanischen Energiebedarfes von konventionellem Klimatisierungsbetrieb (KKA) und alternativem Klimatisierungskonzept (AKA + KKA), Fahrgeschwindigkeit: 50 km/h, Fahrdauer: 20 min, „Start 1“

Der mechanische Energiebedarf für den Vortrieb des Fahrzeugs erhöht sich nur geringfügig infolge des angenommen Mehrgewichts durch die Integration der Adsorptionskälteanlage, da der betrachtete Fahrzyklus keinerlei Be- und Entschleunigungsphasen beinhaltet und somit lediglich die erhöhte Rollreibung berücksichtigt wird. Der Wirkungsgrad des Generators sinkt aufgrund der Erhöhung der mittleren elektrischen Leistung um ca. 15 %. Hierbei ist zu beachten, dass die im Modell abgebildete Komponente für eine Maximalleistung von 140 A ausgelegt ist. Unter den hier getroffenen Annahmen, könnte die Verwendung eines Generators mit höherer Leistungsaufnahme einer Verschlechterung des Wirkungsgrades entgegenwirken.

Betrieb des Kältemittelverdichters

Wie bereits zuvor erwähnt, sinkt die mittlere mechanische Verdichterleistung infolge der geringeren Leistungsanforderung an die Kompressionskälteanlage. Bei genauerer Betrachtung des Energieumsatzes der Kompressionskälteanlage fällt jedoch auf, dass

sich gleichzeitig auch deren mittlere Leistungszahl erhöht. Um das veränderte Betriebsverhalten des Kältemittelverdichters besser zu verstehen, wird daher anhand von Abbildung 6.11 zunächst der zeitliche Verlauf der Kälteleistung der beteiligten Klimatisierungssysteme detailliert erläutert. Die angestellten Untersuchungen erfolgen auf Basis eines kennfeldbasierten Simulationsmodells eines extern geregelten Taumelscheibenverdichters (Denso 6SEU 14C).

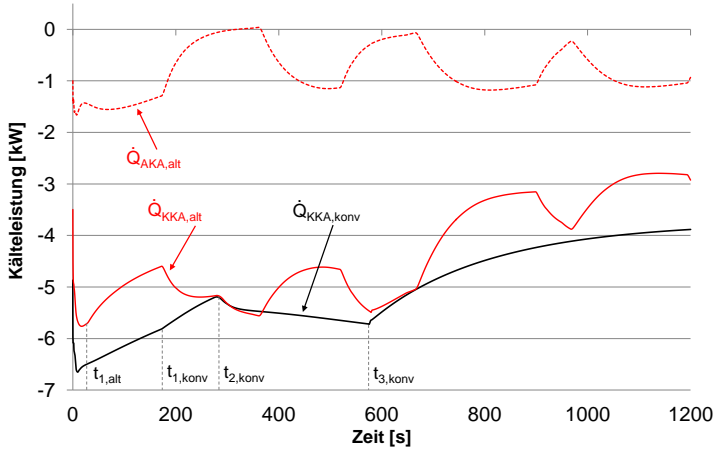


Abbildung 6.11: Vergleich der Kälteleistung von Kompressions- (\dot{Q}_{KKA}) und Adsorptionskälteanlage (\dot{Q}_{AKA}) von konventionellem (konv) und alternativem (alt) Klimatisierungssystem ($v_{\text{Fahrzeug}} = 50 \text{ km/h}$, $t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$)

Im Fall der konventionellen Klimatisierung ($\dot{Q}_{KKA,konv}$), steigt die Kälteleistung aufgrund der hohen Last durch den aufgeheizten Innenraum auf eine Maximalleistung von ca. $7,5 \text{ kW}$. Aufgrund der sinkenden Temperaturdifferenz der in den Verdampfer ein- bzw. austretenden Luft, sinkt im Folgenden die Kälteleistung, bis zum Zeitpunkt $t_{1,konv}$ die Solltemperatur am Luftaustritt von 3°C erreicht ist und der Kompressor vom Volllast- in den Teillastbetrieb übergeht. Zum Zeitpunkt $t_{2,konv}$ wird das Hubvolumen des Kompressors erneut vergrößert, da sich nach Unterschreiten der Innenraumtemperatur von 30°C die Frischluftklappe öffnet und sich im Zuge der Entfeuchtung und der daraus resultierenden Abfuhr an Latentwärme die Last erhöht. Bei $t_{3,konv}$ wird erstmals die Solltemperatur im Innenraum von 22°C erreicht. Der Frischluftanteil liegt in diesem Punkt auf einem maximalen Wert von 50 % und

die Leistung der Kälteanlage wird durch Herabsetzen der Luftvolumenstroms auf den Erhaltungsbetrieb reduziert, die Kälteleistung sinkt.

Ähnliche Effekte stellen sich bei dem Betrieb des alternativen System ein ($\dot{Q}_{KKA,alt}$), wobei sich das alternierende Betriebsverhalten der Adsorptionskälteanlage in der Leistungsaufnahme der Kompressionskälteanlage widerspiegelt. Die Leistung der Kompressionskälteanlage fällt zu Beginn des Abkühlphase durch die Unterstützung der Adsorptionkälteanlage geringer aus. Der simultane Betrieb bewirkt jedoch, dass die luftseitige Solltemperatur am Verdampferaustritt bereits in Sekunde 29 ($t_{1,alt}$) erreicht wird und der Kompressor daher deutlich früher abregelt. Der Vergleich der Wirkungsgrade (Abb. 6.12) zeigt, dass diese frühzeitige Entlastung zu einer Erhöhung der Effizienz des Verdichters führt. Grund hierfür sind zum einen der bessere Liefergrad durch die Verringerung des Druckverhältnisses. Zum anderen erhöht sich der isentrope Wirkungsgrades durch Abkehr von der Maximallast und Annäherung an den Nennbetriebspunkt des Verdichters. Diese Effekte schlagen sich insgesamt in einer höheren Leistungszahl ($\varepsilon_{KKA,alt}$) der Kompressionskälteanlage des alternativen Systems in der ersten Hälfte des Fahrzyklus nieder.

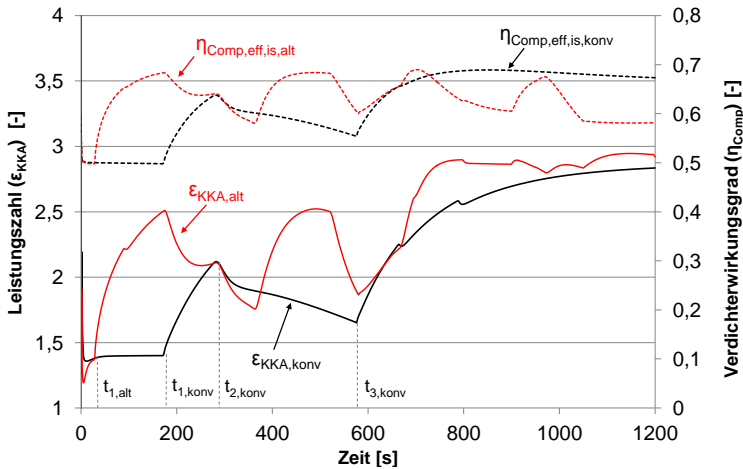


Abbildung 6.12: Vergleich von Leistungszahl (ε_{KKA}) und effektivem isentropen Verdichtungswirkungsgrad ($\eta_{Comp,eff,is}$) der Kompressionskälteanlage bei konventionellem (konv) und alternativem (alt) Klimatisierungssystem ($v_{Fahrzeug} = 50 \text{ km/h}$, $t_{umgebung} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{solar} = 1000 \text{ W/m}^2$)

In der zweiten Hälfte des Fahrzyklus, nach Reduktion der Luftmenge ($t_{3,konv}$), schlägt der Einfluss des Adsorptionskälteanlage in eine Verschlechterung des isentropen Verdichterwirkungsgrades um, bei ansteigender Leistung der Adsorptionskälteanlage sinkt $\eta_{eff,is,alt}$ nun von ca. 0,7 auf 0,6. Grund hierfür ist das Unterschreiten des Nennbetriebspunktes durch den unterstützenden Betrieb der Adsorptionskälteanlage. Die Leistungszahl der Kompressionskälteanlage des konventionellen Systems ($\epsilon_{KK A,konv}$) liegt dennoch knapp unterhalb des alternativen Systems, da der unterstützende Betrieb dennoch zu einer Entlastung und damit zur Verringerung des Druckverhältnisses führt.

Sieht man vor, im Zuge der Integration des hier diskutierten Klimatisierungssystems einen kleineren Kältemittelverdichter zu verwenden, so sind die Auswirkung auf die Effizienz des Klimatisierungssystems je nach Lastfall getrennt zu bewerten. Bei hohem Leistungsbedarf würde ein kleinerer Verdichter über einen längeren Zeitraum bei vollem Hubvolumen betrieben werden, ähnlich wie dem hier betrachteten Referenzfall. Der o.g. Effizienzvorteil durch frühzeitiges Erreichen des Nennbetriebspunktes würde sich dadurch verringern. Bei Vorliegen des ungünstigeren Initialzustands der Adsorptionskälteanlage („Start 2“) und damit der fehlenden Unterstützung würde dies jedoch bedeuten, dass das Erreichen der Solltemperatur im Innenraum u.U. nicht möglich oder hierfür ein längerer Zeitraum erforderlich ist. Für den Erhaltungsbetrieb ist eine Verbesserung der Effizienz des Kompressionskälteprozesses bei Einsatz eines kleineren Verdichters grundsätzlich möglich, da sich dieser bei geringerer Leistungsanforderung bereits näher am Nennbetriebspunkt befindet.

Der Einfluß einer Reduzierung der Verdichtergröße auf die Effizienz des Kompressionskälteprozesses ist basierend auf Simulationsergebnissen in Abbildung 6.13 dargestellt. Die Berechnungen wurden hier beispielhaft für maximale Hubvolumina von $V_{alt} = 140 \text{ ccm}$, $V_{alt_1} = 120 \text{ ccm}$ und $V_{alt_2} = 100 \text{ ccm}$ durchgeführt. Dabei zeigt sich, dass der negative Einfluss auf den Verdichterwirkungsgrad bei zunehmender Verkleinerung des maximalen Hubvolumens gegenüber dem Vorteil im Erhaltungsbetrieb überwiegt. Die über den Fahrzyklus gemittelten Leistungszahlen betragen $\bar{\epsilon}_{alt} = 2,27$, $\bar{\epsilon}_{alt,1} = 2,17$ und $\bar{\epsilon}_{alt,2} = 2,04$. Bezogen auf die statistische Häufigkeitsverteilung der Fahrdauern ist der Einsatz eines kleineren Verdichters in Verbindung mit der Verwendung einer unterstützenden Adsorptionskälteanlage für den Großteil anfallenden Fahrten demnach als negativ zu bewerten.

6.3 Einfluss klimatischer Bedingungen

Die folgende Untersuchung dient dem Zweck, das Betriebsverhalten des alternativen Klimatisierungskonzeptes in Abhängigkeit verschiedener klimatischer Umgebungs-

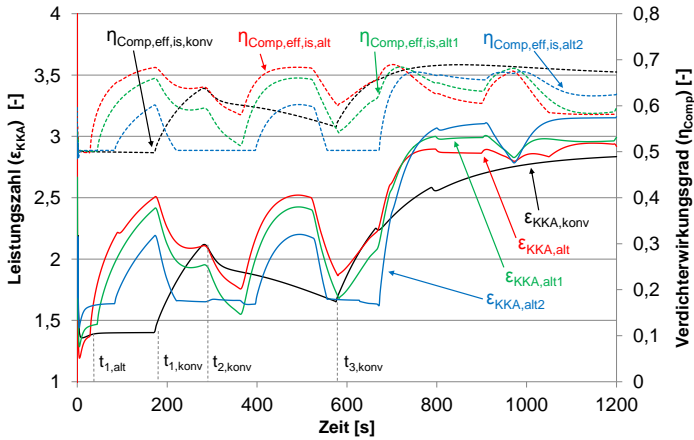


Abbildung 6.13: Vergleich von Leistungszahl (ϵ_{KKA}) und effektivem isentropem Verdichtervirkungsgrad ($\eta_{Comp,eff,is}$) der Kompressionskälteanlage bei konventionellem (konv) und alternativem (alt) Klimatisierungssystem, bzw. Variation des maximalen Hubvolumens: $V_{Komp,konv} = V_{Komp,alt} = 140\text{ccm}$, $V_{Komp,alt1} = 120\text{ccm}$, $V_{Komp,alt2} = 100\text{ccm}$; $V_{Fahrzeug} = 50\text{ km/h}$, $t_{umgebung} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{solar} = 1000\text{ W/m}^2$)

bedingungen zu bewerten. Hierfür werden basierend auf dem NEFZ die Parameter Umgebungstemperatur, Luftfeuchte, und spezifische Solarstrahlung variiert. Die zugrunde gelegte Temperaturverteilung von Fahrzeugkabine, Kabinenluft und Adsorptionskälteanlage bei Fahrtbeginn lässt sich der Abbildung 5.8 auf Seite 76 entnehmen. Die Feuchteabgabe durch die Fahrzeuginsassen wird im Simulationsmodell der Kabine nicht berücksichtigt.

Die Umgebungstemperatur ist in erster Linie ausschlaggebend für die Systemrückkühlung im Fahrbetrieb und stellt die Untergrenze der Initialtemperaturen des Fahrzeugs dar, wenn keine Sonnenstrahlung einwirkt. Im Falle vorhandener Sonneneinstrahlung auf Scheiben- und Karosserieflächen dominiert diese den Einfluss auf die Starttemperaturen der thermischen Massen und der Innenraumluft und bestimmt somit die Dauer des Abkühlvorgangs und den Zeitpunkt bis zum Erreichen komfortabler Kabinentemperaturen. Die relative Luftfeuchte bestimmt in erster Linie die erforderliche Kälteleistung bei der Entfeuchtung im Frischluftbetrieb. Da bei den folgenden Betrachtungen die Abkühlphase im Umluftbetrieb erfolgt und erst bei Erreichen der Innenraum-Solltemperatur ein Frischluftanteil von 50 % eingestellt wird

(siehe S. 77), hat die relative Feuchte in erster Linie Einfluss auf die erforderliche Kälteleistung im Erhaltungsbetrieb.

Die Auswirkung der Variation der genannten Umgebungsparameter auf die im Fahrzyklus durch den Verdampfer der Adsorptionskälteanlage aufgenommene Wärme ist in Abbildung 6.14 dargestellt. Im Sinne der Übersichtlichkeit beschränkt sich die Betrachtung auf die spezifischen Solarstrahlung von 400 und 1000 W/m^2 .

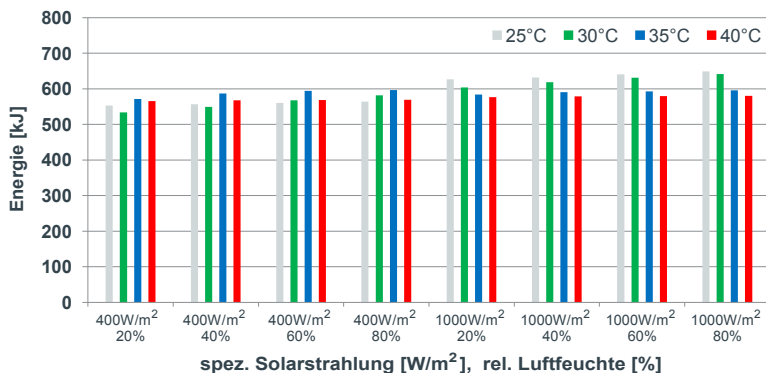


Abbildung 6.14: Über den Verdampfer der Adsorptionskälteanlage aufgenommene Wärmemenge (Q_{AKA}) im Verlauf des NEFZ bei Variation von $t_{umgebung}$, $\varphi_{Umgebung}$ und \dot{q}_{solar}

Anhand der Wärmemengen lässt sich zunächst erkennen, dass das Betriebsverhalten der Adsorptionskälteanlage innerhalb der gewählten Umgebungsparameter nur geringfügig variiert. Grund hierfür ist die aus dem Fahrzyklus resultierende begrenzte Antriebsenergie, welche generell einen geringfügigen Kältemittelmengenumsatz innerhalb der Adsorptionskälteanlage zulässt und die Auswirkungen thermisch ungünstiger Umgebungsbedingungen für die Rückkühlung schwinden lässt. Die Tatsache, dass sich Umgebungstemperaturen unterhalb von $40^\circ C$ bei geringer Aufheizung des Innenraums ($400 W/m^2$) positiv auf die Leistungsfähigkeit der Anlage auswirken, ist dabei auf Höhe des Luftvolumenstroms der Innenraumgebläse zurückzuführen. Dieser fällt bei hohen Temperaturniveaus im Mittel größer aus und begünstigt den luftseitigen Wärmeübergang.

Ist der Einfluss der Solarstrahlung größer (z.B. $1000 W/m^2$) und damit das Temperaturniveau bei Fahrtbeginn im Innenraum höher, zeigt sich der für Sorptionskälteanlagen typische negative Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Leistungsfähigkeit.

Die Auswirkungen des luftseitigen Wärmeübergangs ist hier weniger dominant, da die Abkühlphase aufgrund der höheren Temperaturen der thermischen Massen länger anhält. Die fortlaufende Verringerung der Temperaturdifferenz zwischen Kabinenluft und Verdampfer wird hier durch anhaltend hohe Luftvolumenströme teilweise kompensiert.

Für die Bewertung des Kraftstoffverbrauchs infolge des Betriebs von Pumpen und Lüftern für den Betrieb der Adsorptionskälteanlage ist in Abbildung 6.15 die mechanische Leistungszahl (siehe Gl. 6.2, S. 89) in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur (t_{Umgebung}), relativer Luftfeuchte ($\varphi_{\text{Umgebung}}$) und spezifischer Solarstrahlung (\dot{q}_{solar}) dargestellt. Hier wird deutlich, dass der elektrische Aufwand für den Betrieb der Adsorptionskälteanlage bei steigenden Umgebungstemperaturen drastisch zunimmt und bei 35°C bereits Werte unterhalb von eins annimmt.

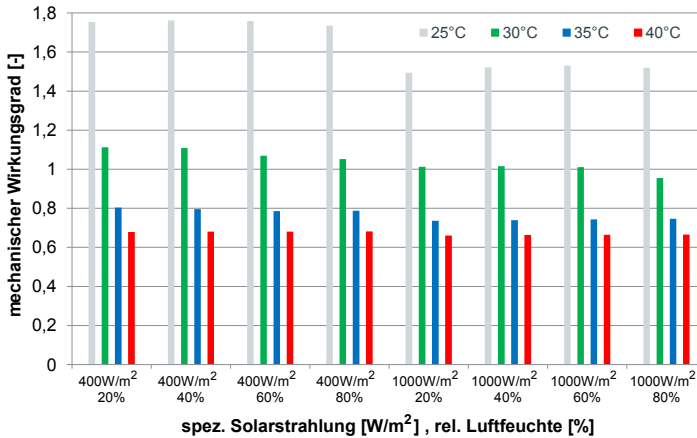


Abbildung 6.15: Mittlerer mechanischer Wirkungsgrad der Adsorptionskälteanlage ($\bar{\eta}_{\text{mech,AKA}}$); Variation t_{Umgebung} , $\varphi_{\text{Umgebung}}$, \dot{q}_{solar} , Fahrzyklus: NEFZ

Wie sich unter diesen Umständen das alternative Klimatisierungskonzept im Vergleich zum konventionellen Kältekompressionsprozess verhält, soll anhand des Vergleichs der mittleren Gesamtwirkungsgrade ($\bar{\varepsilon}_{\text{ges}}$) beider Systeme veranschaulicht werden. Im Falle des unterstützenden Betriebs durch die Adsorptionskälteanlage berechnet sich dieser anhand der durch beide Kälteanlagen aufgenommenen Wärmemengen ($Q_{\text{KKA, evap}}$, $Q_{\text{AKA, evap}}$), der erforderlichen elektrischen Energiemengen ($E_{\text{el, KKA}}$, $E_{\text{el, AKA}}$) sowie dem bereits herangezogenen mittleren Wirkungsgrad des

Generators ($\bar{\eta}_{mech,Gen}$). Die Effizienz des konventionellen Systems wird anhand des Wirkungsgrades des Kompressionskälteprozesses, ebenfalls unter Berücksichtigung der elektrischen Verbraucher, ermittelt (siehe Gl. 6.4).

$$\bar{\varepsilon}_{ges,alt} = \frac{Q_{AKA,evap} + Q_{KKA,evap}}{W_{mech,Comp} + (E_{el,AKA} + E_{el,KKA}) \cdot \bar{\eta}_{mech,Gen}^{-1}} \quad (6.3)$$

$$\bar{\varepsilon}_{ges,konv} = \frac{Q_{KKA,evap}}{W_{mech,Comp} + E_{el,KKA} \cdot \bar{\eta}_{mech,Gen}^{-1}} \quad (6.4)$$

Den Vergleich der Gesamtleistungszahlen von alternativem (alt) und konventionellem (konv) Konzept liefert Abbildung 6.16. Hierbei wird deutlich, dass der Betrieb der Adsorptionskälteanlage aufgrund der Entlastung des Kältekompressionssystems grundsätzlich in allen klimatischen Fällen einen positiven Einfluss auf die Effizienz der Kälteerzeugung hat. Dieser Vorteil fällt erwartungsgemäß bei kritischeren Bedingungen aufgrund der zuvor erwähnten Leistungszahlen der Adsorptionskälteanlage zunehmend geringer aus.

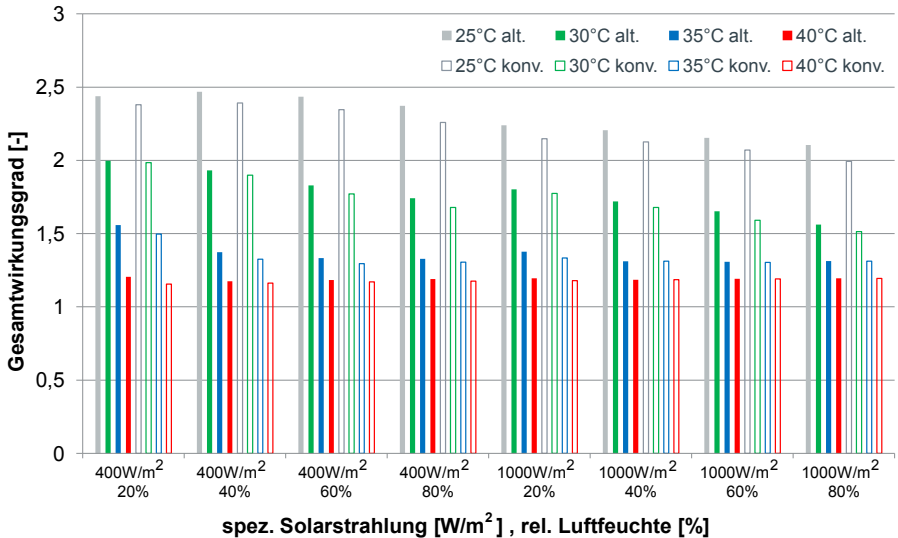


Abbildung 6.16: Vergleich der Gesamtwirkungsgrade von konventionellem (konv) und alternativem (alt) Klimatisierungskonzept ($\bar{\eta}_{mech,AKA}$) bei Variation von $t_{Umgebung}$, $\varphi_{Umgebung}$ und \dot{q}_{solar} , Fahrzyklus: NEFZ

Für die betrachteten Fälle ist festzustellen, dass der geringe Anteil an der Bereitstellung der Nutzkälte für die Kabinenklimatisierung sowie die niedrigen Leistungszahlen der Adsorptionskälteanlage dazu führen, dass das Kompensieren von Mehrgewicht und der zusätzlichen Leistungsanforderung an das Bordnetz nicht möglich ist. Die Folge ist, dass sich das im Rahmen dieser Arbeit untersuchte System unter den betrachteten Umgebungsbedingungen insgesamt nachteilig auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Die Größenordnung dieser Verbrauchserhöhung ist in Abbildung 6.17 dargestellt.

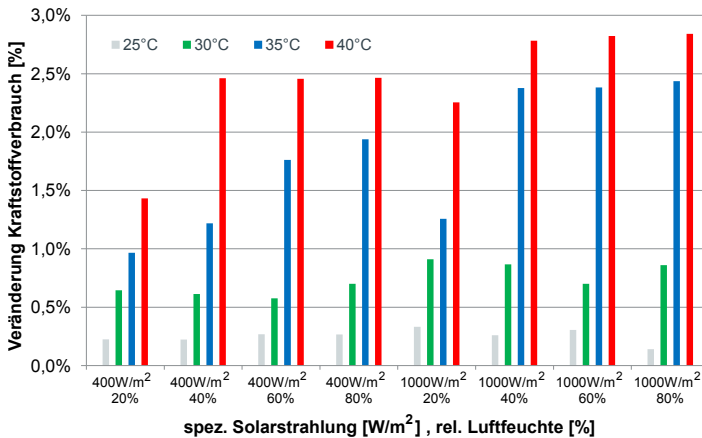


Abbildung 6.17: *Veränderter Kraftstoffverbrauch durch Betrieb des alternativen Klimatisierungskonzeptes im Vergleich zur konventionellen PKW-Klimatisierung bei Variation von t_{umgebung} , $\varphi_{\text{Umgebung}}$ und \dot{q}_{solar} , Fahrzyklus: NEFZ*

Gesamtjahresbetrachtung des Betriebsverhaltens für verschiedene Klimazonen

Geht man davon aus, dass sich das Klimatisierungssystem permanent im Fahrzeug befindet, so ist neben der Bewertung des zyklusbezogenen Kraftstoffverbrauchseffektes für einen klimatischen Umgebungszustand (hier: $t_{\text{Umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{Umgebung}} = 40\%$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$) auch der über den gesamten Jahresbetrieb gemittelte Effekt der Abwärmenutzung zu bestimmen. Grundlage für diese Untersuchung bildet die Studie Klimatische Daten und PKW-Nutzung [81] der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT), bei welcher für verschiedene Klimaregionen die jährli-

die Häufigkeitsverteilung klimatischer Bedingungen mit statistischen Daten der Nutzungshäufigkeit von PKWs verknüpft wird. Aufgrund der Mittelung der örtlich aufgelösten Klimadaten über den Jahresverlauf und dem daraus resultierenden Wegfall klimatischer Extremwerte ist diese Studie für die Auslegung von PKW-Klimaanlagen nicht geeignet, ermöglicht aber dennoch die Bewertung des über das Jahr gemittelten Einflusses von effizienzsteigernden Maßnahmen für die PKW-Klimatisierung.

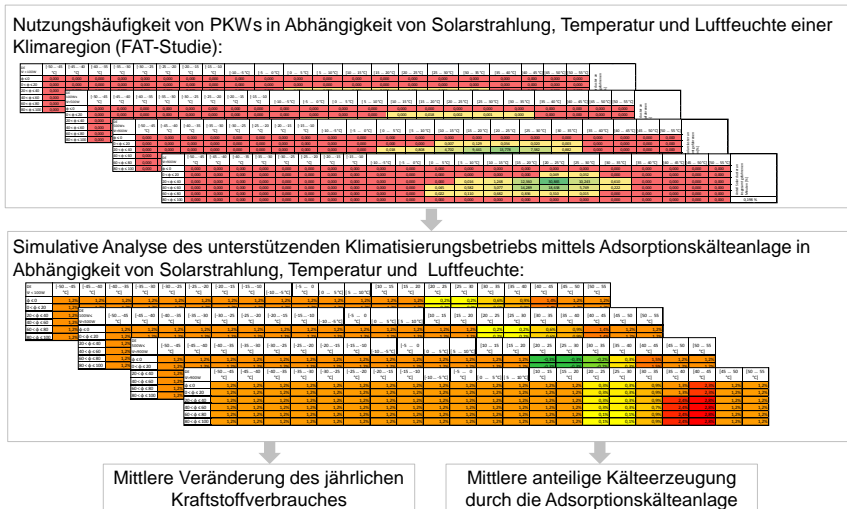


Abbildung 6.18: Vorgehensweise bei der Gesamtjahresbewertung des unterstützenden Betriebs der PKW-Klimatisierung durch eine Adsorptionskälteanlage für verschiedene Klimazonen

Für die folgende Betrachtung wird zunächst, entsprechend der Datenstruktur der FAT-Studie, der unterstützende Klimatisierungsbetrieb durch eine Adsorptionskälteanlage und der konventionelle Klimatisierungsbetrieb bei variierenden Umgebungsbedingungen (spez. Solarstrahlung, Temperatur und relative Feuchte, siehe Abb. 6.18) simuliert. Hierbei wird vereinfachend angenommen, dass bei allen Klimata, bei welchen Umgebungstemperaturen von größer oder gleich 20°C vorliegen, die Fahrten klimatisiert erfolgen. Der Entfeuchtungsbetrieb bei niedrigeren Umgebungstemperaturen wird hierbei nicht berücksichtigt. Bei allen Fahrten ohne Klimatisierung wird der auf Basis des NEFZ simulativ ermittelte Kraftstoffmehrverbrauch durch das zusätzliche Fahrzeuggewicht veranschlagt. Für das angenommenen Gesamtgewicht der Adsorptionskälteanlage einschließlich der Systemperipherie (60 kg , siehe

6.1) beträgt dieser gewichtsbedingte Mehrverbrauch 1,2 %. Gleiches gilt für Klimata, bei welchen die Adsorptionskälteanlage aufgrund der mangelnden Rückkühlung keine nennenswerte Kälteleistung bereitstellen kann ($T_{\text{Umgebung}} \geq 45^{\circ}\text{C}$). Die Bewertung wird beispielhaft anhand der geografischen Cluster Deutschland (C_EU_6, warmgemäßigtes Regenklima), Nevada (C_US_6, Trockenklima) und Südost-China (C_CYN_5 warmes Regenklima) [81] durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6.4 aufgeführt.

	Deutschland	Nevada	Südost-China
mittlere jährliche Veränderung des Kraftstoffverbrauches	+1 %	+0,8 %	+0,9 %
mittlerer jährlicher Anteil der AKA an der Kälteerzeugung	5,9 %	7,7 %	7,6 %

Tabelle 6.4: Ergebnisse des über den Jahresverlauf gemittelten Effektes des unterstützten Klimatisierungsbetriebes durch eine Adsorptionskälteanlage für die geografischen Cluster Deutschland, Nevada und Südost-China, bezogen auf den NEFZ

Entsprechend der Hinzunahme von nichtklimatisierten Fahrten sowie der für die Adsorptionskälteanlage ungünstigen Klimabedingungen fällt der über den Jahresbetrieb gemittelte Effekt auf den Kraftstoffverbrauch gegenüber der zuvor angestellten Betrachtung, bezogen auf einen Klimapunkt, negativer aus (vgl. Tabelle 6.3, S. 92). Bei der Betrachtung des Clusters Deutschland ist dieses auf den großen Anteil an Klimabedingungen zurückzuführen, welche nicht klimatisierungsrelevant sind und demnach die Adsorptionskälteanlage ungenutzt transportiert wird. Dieser Anteil ist in den Regionen Nevada und Südost-China geringer, was sich anhand des daraus resultierenden höheren Anteils der Kältebereitstellung durch die Adsorptionskälteanlage erkennen lässt. Die höchste Quote weist die Region Südchina auf, da entsprechend den getroffenen Annahmen der jährliche Anteil an klimatisierungsrelevanten Umgebungsbedingungen am höchsten ausfällt (44,5 %).

6.4 Maßnahmen zur Leistungs- bzw. Effizienzsteigerung des Klimatisierungssystems

Die im vorigen Abschnitt ermittelten Leistungsdaten der Adsorptionskälteanlage werfen die Frage auf, ob durch eine Modifizierung des Klimatisierungskonzeptes

eine Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades gegenüber der konventionellen PKW-Klimatisierung dennoch möglich ist und in welcher Größenordnung die zu erwartende Verbesserung ausfällt. Der Vergleich von Adsorptionswärmeübertragern unter Verwendung verschiedener Formen von Adsorbentien und deren thermische Anbindung an die Wärmeübertragerstruktur (Schüttung oder Beschichtung) wurde bereits im experimentellen Teil dieser Arbeit untersucht und soll hier nicht weiter beleuchtet werden. Da es zum Thema Prozessverbesserung von Adsorptionskälteanlagen bereits zahlreiche Veröffentlichungen gibt (siehe 1.2) und der Fokus dieser Arbeit auf der Bewertung einer mobilen Anwendung dieser Technologie liegt, richten sich die folgenden Verbesserungsmaßnahmen an die Systemperipherie, deren Gestalt maßgeblich durch die Randbedingungen im Fahrzeug vorgegeben wird. In diesem Sinne wird im Folgenden der Einfluss höherer Motorleistungen bewertet, welche infolge der Integration des Systems in ein größeres Fahrzeug vorliegen können. Gegenstand der Untersuchung sind weiterhin der Einfluss der Systemrückkühlung auf die Leistungsfähigkeit der Adsorptionskälteanlage sowie ein möglicher Ansatz für die Reduktion des elektrischen Energiebedarfes durch die Luftverteilung in der Fahrzeuggabine.

Wärmezufuhr aus dem Innenraum

Entsprechend der Erkenntnisse des vorigen Abschnitts, beschränkt die Wärmeabfuhr aus der Fahrzeuggabine in zweierlei Hinsicht das Potenzial Adsorptionskälteanlage: Zum einen führt das gegenüber der Kompressionskälteanlage höhere Temperaturniveau des Verdampfers zu einer deutlich geringeren treibenden Temperaturdifferenz zu der angesaugten Innenraumluft und limitiert damit die Wärmeaufnahme. Der im Modell verwendete MPET-Wärmeübertrager (Multi Port Extruded Tubes) wird zwar den Bauraumrestriktionen für eine Positionierung im Klimagerät gerecht, ist jedoch für das Erreichen einer minimalen Temperaturdifferenz zwischen dem Eintritt des Kältemittels und dem Austritt der angesaugten Luft weniger geeignet. Zum anderen verursacht die serielle Anordnung von zwei Verdampfern eine deutliche Erhöhung der elektrischen Leistung des Gebläses im Klimagerät (siehe Abb. 6.9) infolge der auftretenden Druckverluste in der Luftströmung.

Ein Lösungsansatz für die beiden genannten Probleme ist der Einsatz eines Wärmeübertragers, welcher nicht im Klimagerät positioniert ist und eine für die Luftführung energetisch günstigere Bauform aufweist. Denkbar wäre hier z.B. ein flacher Wärmeübertrager im Dachbereich, über welchen die gekühlte Luft in den Kopfbereich der Fahrzeuggabine, ähnlich der Fond-Klimatisierung in Kleinbussen, eingebracht wird. Ein derartiges System ermöglicht es, den Abstand der luftseitigen Lamellen zu vergrößern und die daraus resultierende Verkleinerung der Wärmeübertragungsfläche durch eine vergrößerte luftseitige Lauflänge zu kompensieren. Aufgrund der

Entfernung zum Klimagerät, müsste die Adsorptionskälteanlage die Fahrzeugkabine im Umluftbetrieb kühlen und über ein eigenes Gebläse verfügen. Die Adsorptionskälteanlage würde sich weiterhin in der Reserveradmulde befinden, die Anbindung an den Verdampfer im Dachhimmel erfolgt gleichermaßen wie im ursprünglich bewerteten Modell mittels eines zweiphasigen Sekundärkreislaufes. Dieses Konzept hätte eine Anhebung der Dachlinie zur Folge. Der hierdurch möglicherweise ansteigende Strömungswiderstand des Fahrzeug wird im Modell nicht berücksichtigt.

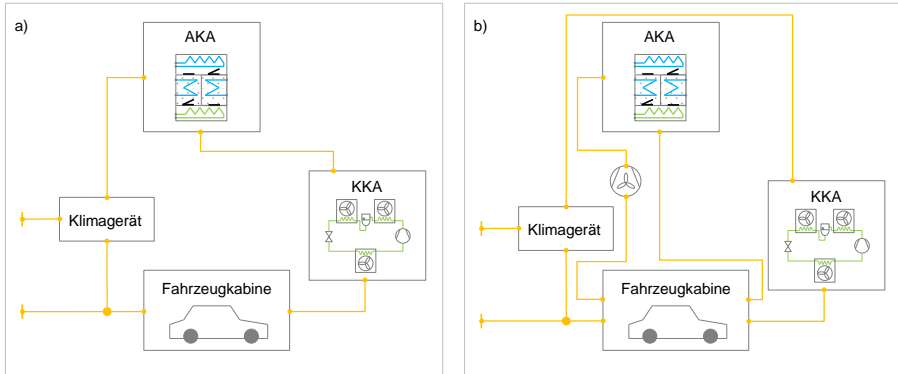


Abbildung 6.19: *Serielle (a) und parallele (b) luftseitige Verschaltung der Verdampfer von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage*

Für eine Potenzialabschätzung des Betriebs mittels Deckenkühlung wird das Simulationsmodell der Kabine um eine weitere Luftzelle für die Deckenkühlung erweitert. Vereinfachend findet zwischen beiden Zellen ein Energieaustausch statt, so dass beide zu jedem Zeitpunkt dieselbe Temperatur aufweisen. Der Aufbau beider Konzepte für die Luftführung ist in Abbildung 6.19 dargestellt. Die Simulationsparameter des Kreuzgegenstrom-Wärmeübertragers im Deckenbereich des Fahrzeugs befindet sich im Anhang (S. 153), das Ergebnis des simulativen Konzeptvergleichs ist in den Abbildungen 6.20 und 6.21 dargestellt.

Im Fall der seriellen Luftführung stellt sich ein relativ hohes Temperaturniveau im Verdampfer der Adsorptionskälteanlage ($t_{Ref,AKA,Evap,int,seriell}$) im Bereich von 30 bis 21 °C ein, was auf die hohe Luft Eintrittstemperatur ($t_{Air,AKA,Evap,in,seriell}$) und die hohen Luftmassenströme zurückzuführen ist. Die Luft Eintrittstemperatur resultiert unter anderem aus den aufgeheizten thermischen Massen im vorgelagerten Klimagerät und den Luftkanälen zu den Ausströmern. Die Differenz zu der internen

Verdampfertemperatur der Adsorptionskälteanlage ($t_{Ref,AKA,Evap,int,seriell}$) beträgt dadurch während des Adsorptionszyklus ca. bis zu 18 K, wodurch beim Systemstart eine maximale Kälteleistung von 1,5 kW erzielt wird (siehe Abb. 6.21). Im weiteren Fahrtverlauf sinkt die maximale Kälteleistung auf 1,2 kW. Bei der luftseitig pa-

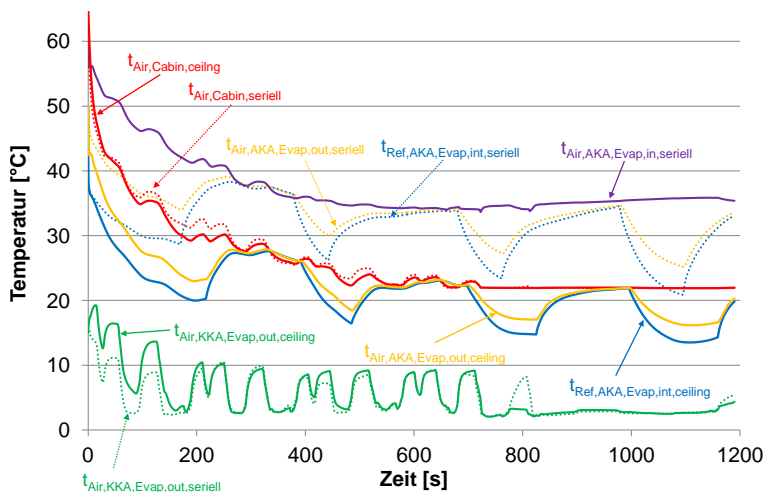


Abbildung 6.20: Vergleich von Luft- (Air) und Kältemitteltemperaturen (Ref) bei serieller (seriell) und paralleler (ceiling) luftseitiger Verschaltung der Verdampfer von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage im Verlauf des NEFZ

rallelen Verschaltung beider Klimatisierungssysteme, stellt sich im Verdampfer der Adsorptionskälteanlage ein niedrigeres Temperaturniveau ein, da die Luftansaugtemperaturen durch den Wegfall der Aufheizung durch das Klimagerät allgemein niedriger ausfällt. Im Simulationsmodell entspricht diese Temperatur vereinfachend der Kabinentemperatur $t_{Air,Cabin}$. Die Temperaturdifferenz zwischen der Adsorptionskälteanlage ($t_{Ref,AKA,Evap,int}$) und der Innenraumtemperatur beträgt deshalb maximal 10 K. Trotz größerer luftseitiger Wärmeübertragerfläche des Deckenkühlers (Faktor 2,5) fallen die Kälteleistungen der Adsorptionskälteanlage deutlich geringer aus, allerdings reduziert sich die im Verlauf der Betriebsdauer aufgenommene Wärmemenge gegenüber der seriellen Luftführung um lediglich 10 %. Gegenüber der seriellen Luftführung erhöht sich die mittlere mechanische Leistungszahl der Adsorptionskälteanlage um 65 % auf 1,68. Im Vergleich zu dem alleinigen Klimatisierungsbetrieb mittels Kompressionskälteanlage steigt die mittlere Gesamtleistungszahl um 5 %. Trotz Verringerung der anteiligen Kälteerzeugung infolge der Redukti-

on des Luftvolumenstroms und der veränderten Temperaturbedingungen erwirkt die niedrigere Gebläseleistung insgesamt einen geringfügigen Kraftstoffverbrauchsvorteil ($-0,4\%$).

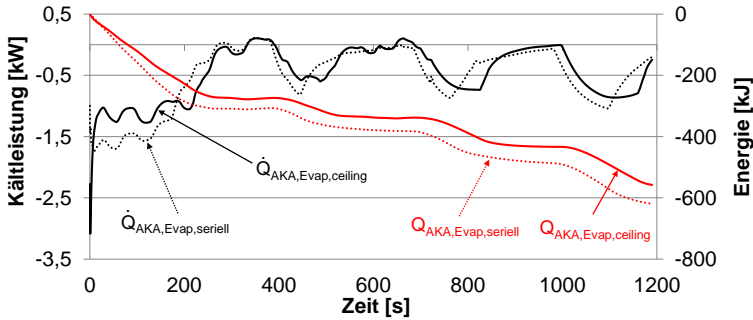


Abbildung 6.21: Vergleich von Kälteleistung und über den Verdampfer den Adsorptionskälteanlage aufgenommenen Wärmeenergie bei serieller (seriell) und paralleler (ceiling) luftseitiger Verschaltung der Verdampfer von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage im Verlauf des NEFZ

Wärmeabfuhr an die Umgebung

Wie bereits unter 3.3 diskutiert, hat die Rückkühlung der Adsorptionskälteanlage einen erheblichen Einfluss auf die verfügbare Kälteleistung. Da eine Vergrößerung der für die Konzeptbewertung angenommenen Rückkühlflächen im Frontend aufgrund der nicht vorhandenen Bauräume unrealistisch ist, verbleibt einzig der Einsatz eines berechneten Kühlers mit gleichen geometrischen Dimensionen. Strupp führte hierzu Messungen und simulative Untersuchungen an automobilen Kältemittelverflüssigern durch und konnte besonders bei niedrigen Luftfeuchten und moderaten Umgebungstemperaturen deutliche Effizienzsteigerungen der Kompressionskälteanlage nachweisen [82].

Für den Betrieb eines berechneten Rückkühlers ist grundsätzlich das Vorhalten eines nachfüllbaren Wasserreservoirs oder die Nutzung des im Verdampfer der Kompressionskälteanlage anfallenden Kondensats aus der feuchten Luft möglich. Da erstgenannte Variante zu einer weiteren Erhöhung des Fahrzeuggewichtes führt bzw. das regelmäßige Neubefüllen erfordert, wird im Folgenden von einer Nutzung vorhandenen Kondensats ausgegangen. Der Kondensatmassenstrom orientiert sich an den von Strupp ermittelten Werten, welche simulativ für verschiedene klimatische Bedingungen (Lufttemperatur, Luftfeuchte und spez. Sonneneinstrahlung) ermittelt wurden.

Vereinfachend wird dieser unabhängig von der jeweiligen Leistungsanforderung der Kälteanlage als konstant angenommen ($\dot{m}_{\text{spray}} = 0,005 \text{ kg/s}$).

Für die Simulation wird ein Modell eines Flachrohrwärmeübertragers verwendet, dessen Wärme- und Stofftransportbilanz um den Einfluss eines von außen zugeführten Wassermassenstroms und dessen Verdunstungseffekt erweitert wird. Die Modellparameter sowie die Energie- und Massenbilanzen zwischen den Phasengrenzen der feuchten Luft, des Wasserfilms und der Rohrwand befinden sich im Anhang auf Seite 153 ff.

Die Ergebnisse (Abb. 6.22 und 6.23) zeigen, dass sich gegenüber der trockenen Rückkühlung deutlich tiefere Temperaturen im Sekundärkreislauf des Rückkühlers erreichen lassen. Die Austrittstemperatur des Sekundärmediums ($t_{\text{Liq,Recool,out,spray}}$) erreicht demnach gegen Ende des Adsorptionszyklus bei sinkender Abwärmelast Temperaturen bis zu 23°C . Die interne Adsorbenttemperatur ($t_{\text{Ads1,int,spray}}$) kann hierdurch gegenüber der trockenen Rückkühlung um ca. 10 K gesenkt werden, wodurch die Beladungsänderung des Adsorbens steigt.

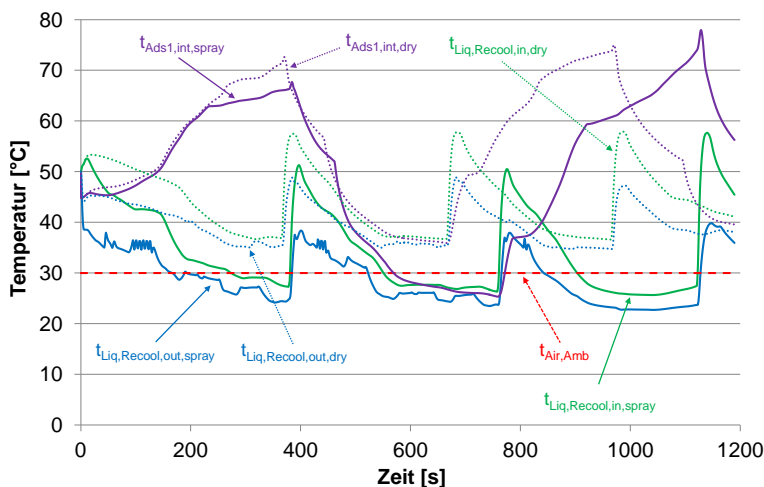


Abbildung 6.22: Vergleich von internen (int) Temperaturen und Kühlmitteltemperaturen (Liq) der Adsorptionskälteanlage bei trockener (dry) und feuchter (spray) Rückkühlung im Verlauf des NEFZ

In dieser theoretischen Abschätzung sinkt die Lüfterleistung des Rückkühlwerkes um ca. 85 %. Hierbei ist jedoch anzumerken, dass die erforderliche Pumpenlei-

tung für des Beregnen der Wärmeübertrager nicht berücksichtigt wurde und für den Effekt der nichtadiabaten Kühlung stark idealisierte Annahmen getroffen wurden. Hier ist beispielsweise die vollständige und gleichmäßige Benetzung des Wärmeübertragers zu erwähnen, welche sich in Realität nicht umsetzen lässt. Die insgesamt

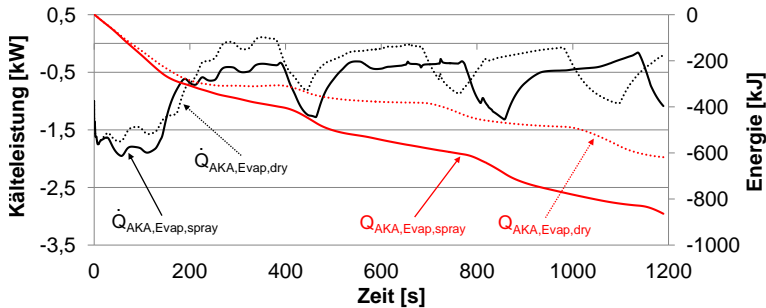


Abbildung 6.23: Vergleich von Kälteleistung und über den Verdampfer den Adsorptionskälteanlage aufgenommenen Wärmemenge bei trockener (dry) und feuchter (spray) Rückkühlung im Verlauf des NEFZ

über den Fahrzyklus von der Adsorptionskälteanlage aus der Kabine aufgenommene Wärmemenge kann gegenüber dem Vergleichskonzept um ca. 40 % gesteigert werden, die Spitzenleistungen beträgt 1,9 kW (\dot{Q}_{AKA}). Die mittlere Leistungszahl der Adsorptionskälteanlage beträgt 1,88, weshalb sich der Gesamtwirkungsgrad der PKW-Klimatisierung gegenüber dem konventionellen System um 14 % steigern lässt.

Wärmezufuhr durch die Verbrennungskraftmaschine

Die Untersuchung des Abwärmepotenzials von Verbrennungsmotoren (Kapitel 2) gab bereits Hinweise auf die geringen verfügbaren Abgasenthalpieströme vor allem im unteren Motorlastbereich und das infolgedessen begrenzte Potenzial für abwärmenutzende Prozesse. Die Systembewertung erfolgte dennoch auf Basis eines aufgeladenen Vierzylinder Ottomotors in Verbindung mit einem Fahrzeugmodell der Kompaktklasse, da dieses Segment aufgrund der hohen Stückzahlen eine große Relevanz für den Automobilmarkt hat. Dementsprechend ist hier der Hebel durch mögliche Effizienzsteigerungen der Klimatisierung und der u.a. daraus resultierenden CO_2 -Emissionen größer als beispielsweise im Segment der Oberklasse, welche weltweit einen deutlich geringeren Marktanteil aufweist.

Für eine Grenzbetrachtung des verfügbaren Abwärmepotenzials und dessen Auswirkung auf den Betrieb des hier erarbeiteten Klimatisierungssystems ist eine Bewertung im Falle der Integration in ein größeres Fahrzeug in Verbindung mit einem Otto-Verbrennungsmotor der oberen Leistungsklasse dennoch interessant. Einen Ausblick auf das veränderte Abwärmeangebot liefert hierfür Abbildung 6.24, in welcher der qualitative Verlauf der Abgasenthalpie eines Fahrzeugs der Kompaktklasse mit Vierzylinder-Ottomotor (siehe auch Kapitel 2) dem eines Fahrzeugs der Oberklasse mit Zwölfzylinder-Ottomotor gegenübergestellt ist. Hierbei wird ersichtlich, dass sich infolge des höheren Fahrzeuggewichtes und der unterschiedlichen Motorwirkungsgrade unter gleichen Bedingungen deutlich höhere Motorleistungen anfallen. Innerhalb des hier dargestellten NEFZ führt dies zu einer Anhebung des über den Abgasstrang ausgestoßenen Enthalpiestromes von über 100 %. Dies ist weniger auf die erhöhten Verbrennungstemperaturen des größeren Aggregats als auf den höheren Abgasmassenstrom des Zwölfzylinders zurückzuführen.

Für die simulative Bewertung der Kopplung der Adsorptionskälteanlage an o.g. Verbrennungsmotor werden die simulierten Abgasmassenströme und die Temperaturen am Austritt des Turboladers mittels Fitfaktoren an die gemessenen Werte angepasst. Aufgrund der fehlenden Datenbasis für die Anpassung des hinterlegten Längsdynamikmodells und des Kabinenmodells an ein größeres Fahrzeug bleiben die ursprünglich angenommenen Dimensionen im Rahmen dieser Untersuchung bestehen. Auch wenn der Abkühlvorgang einer größeren Kabine aufgrund der thermischen Massen im Innenraum und der Scheibenflächen eine Anpassung der Kälteanlage erfordert, ermöglicht diese Betrachtung dennoch eine Abschätzung des grundlegenden Einflusses auf das Betriebsverhalten der Adsorptionskälteanlage.

Das infolge der höheren Antriebsleistungen veränderte De- und Adsorptionsverhalten der Kälteanlage ist in Abbildung 6.25 dargestellt und zeigt eine deutliche Verschiebung der unteren Beladungsgrenze des Adsorbens. Die maximal erzielbare Kälteleistung bleibt durch diese Maßnahme beinahe unberührt, was auf eine Begrenzung durch den luftseitigen Wärmeübergang am Verdampfer der Adsorptionskälteanlage zurückzuführen ist. Wie bereits der Vergleich zwischen Konstantfahrt und Fahrzyklus zeigte, äußert sich die effizientere Nutzung des vorhandenen Sorptionsmittels in einem längeren Aufrechterhalten der Kälteleistung bei einer Leistung von ca. 1,2 kW. Gegenüber dem Betrieb mittels des anfänglich betrachteten Vierzylindermotors ergibt sich eine Steigerung der durch die Adsorptionskälteanlage aufgenommenen Wärmemenge am Verdampfer von 43 %, die anteilige Wärmeaufnahme aus der Fahrzeugkabine erhöht sich damit auf ca. 15,1 % und führt damit zu einer Reduzierung der mechanischen Kompressorarbeit gegenüber dem Referenzsystem von 17,6 %.

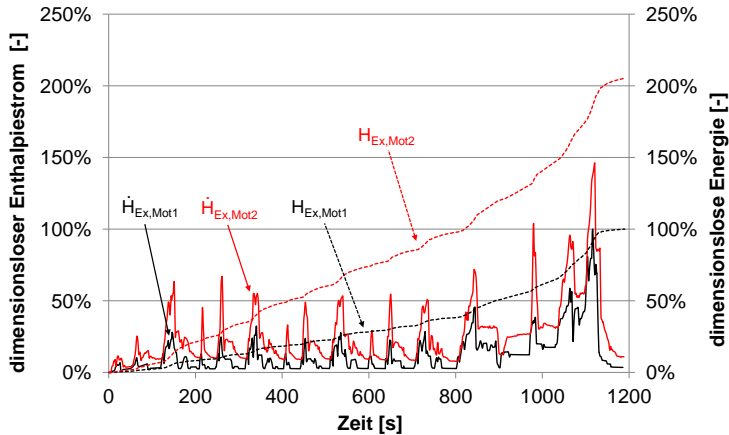


Abbildung 6.24: Vergleich der gemessenen Abgasenthalpieströme nach Katalysator bei einem Vierzylinder-Ottomotor (Mot1) und einem Zwölfzylinder-Ottomotor (Mot2) im Verlauf des NEFZ

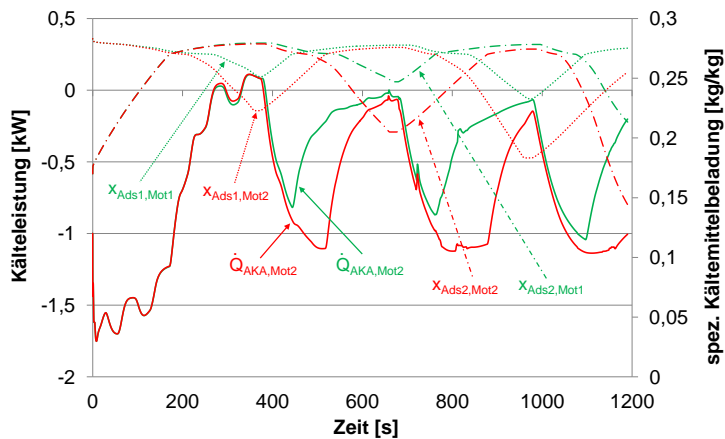


Abbildung 6.25: Vergleich der Kälteleistung und der spez. Kältemittelbeladungsmengen der Adsorptionskälteanlage unter Annahme der Abwärmeleistungen eines Vierzylinder-Ottomotors (Mot1) und der eines Zwölfzylinder-Ottomotor (Mot2) im Verlauf des NEFZ

Fazit

Einen zusammenfassenden Überblick über das Potenzial der untersuchten Maßnahmen zur Steigerung der Leistung- bzw. der Effizienz des Adsorptionskälteprozesses liefert Abbildung 6.26.

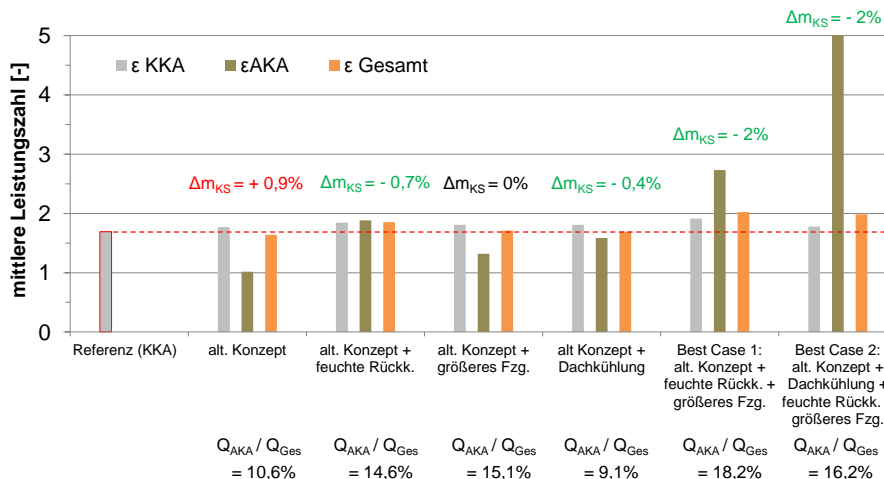


Abbildung 6.26: Vergleich der mittleren Leistungszahl, der Veränderung des Kraftstoffverbrauchs (Δm_{KS}) und der anteiligen Kälteerzeugung der Adsorptionskälteanlage (Q_{AKA}/Q_{Ges}) für die erarbeiteten Integrationskonzepte (Fahrzyklus NEFZ, $t_{amb} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 40\%$, „Start 1“)

Die Erhöhung der anteiligen Kälteerzeugung kann sowohl im Fall der verbesserten Rückkühlung als auch im Fall höherer Motorabwärme jeweils um ca. 1/3 gegenüber der ursprünglichen Ausprägung des hier entworfenen Klimatisierungskonzeptes gesteigert werden. Der maximale Anteil ergibt sich im sog. Best Case 1, aus der Kombination von serieller luftseitiger Verschaltung von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage, feuchter Rückkühlung und der Annahme höherer Abgasenthalpieströme (bzw. größeres Fahrzeug). Wie bereits unter 6.2 erwähnt, wird die Effizienz des Adsorptionskälteprozesses durch die Nebenverbraucher und hier in erster Linie durch den zusätzlichen elektrischen Energiebedarf des Gebläses im Klimagerät beschnitten. Aus diesem Grund kann bei gleicher Luftführung durch alleiniges Erhöhen der zugeführten Abgasenthalpieströme (größeres Fahrzeug) zwar eine Steigerung der Leistungszahl der Adsorptionskältemaschine erzielt werden, diese genügt jedoch ge-

rade, um den verursachten Mehrverbrauch zu kompensieren. Eine Veränderung des Kraftstoffverbrauchs innerhalb des NEFZ liegt folglich nicht vor.

Erst durch Maßnahmen wie der Verbesserung der Rückkühlung und der Wärmeaufnahme in der Fahrzeugkabine ist es möglich, weitere Steigerungen der mechanischen Leistungszahl der Adsorptionskälteanlage herbeizuführen und die Gesamtleistungszahl der Kälteerzeugung über das ursprüngliche Niveau (alleiniger Klimatisierungsbetrieb mittels Kompressionskälteanlage) hinaus zu heben. Unter den gewählten Randbedingungen (30 °C, rel. Feuchte: 40 %) können im besten Fall (Best Case 2) Steigerungen der mittleren Gesamtleistungszahl im Verhältnis zum Referenzsystem in Höhe von 12 % erreicht werden. Die daraus resultierende Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs im Verlauf des NEFZ beziffert sich auf ca. 2 %. In Anlehnung an die zuvor angestellten Berechnungen des gemittelten Kraftstoffverbrauchseffekts pro Jahr, würde auch dieses System in Deutschland einen Mehrverbrauch von 0,6 % verursachen. Lediglich in der Klimaregion Nevada wäre es möglich, den Jahresverbrauch um 0,7 % zu senken, was auf den höheren Anteil klimatisierte Fahrten zurückzuführen ist.

Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Für die Bewertung des unterstützenden Betriebs eines abwärmebetriebenen Kälteprozesses für die PKW-Klimatisierung wurde im ersten Schritt dieser Arbeit das nutzbare Abwärmepotenzial moderner Otto- und Dieselmotoren unter stationären und dynamischen Bedingungen untersucht. Das aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus sehr geringe exergetische Potenzial des Motorkühlkreislaufes sowie dessen im Fahrzyklus zeitlich verzögerte Verfügbarkeit lassen diesen als Antriebsquelle für eine PKW-Anwendung als ungeeignet erscheinen. Die Nutzung von Abgas ist hinsichtlich Verfügbarkeit und Höhe der vorliegenden Exergieströme attraktiver und wurde daher trotz erhöhtem technischen Aufwand und thermischen Verlusten bei der Wärmeauskopplung für die weitere Konzeptbewertung herangezogen.

Im Rahmen der Konzeptstudie wurde ein geeigneter Sorptionsprozess anhand der für eine mobile Anwendung vorherrschenden Randbedingungen ausgewählt. Hierbei fiel die Entscheidung zugunsten des Kältemittels Wasser in Verbindung mit dem Silicoaluminiumphosphat FAM-Z02. Im Zuge der Konzeptdetaillierung für den parallelen Betrieb zweier Kälteanlagen entstand unter Berücksichtigung der im Fahrzeug vorliegenden Bauraumsituation ein Klimatisierungskonzept, welches die Anbindung an den Abgasstrang, das Einkoppeln der Wärme aus der Fahrzeugkabine über einen zweiphasigen Sekundärkreislauf sowie die Rückkühlung der Adsorptionskälteanlage über zwei Wärmeübertrager im Vorderwagen berücksichtigt.

Für die anschließende Parametrierung von Simulationsmodellen wurden zwei Adsorptionswärmeübertrager des gewählten Sorptionsmittels (Beschichtung und Schüttung) aufgebaut und deren De- und Adsorptionsverhalten an einem Prüfstand vermessen. Mit Hilfe eines Simulationsmodells des Prüfstandes wurden die Messungen

nachgefahren und die globalen Stoff- und Wärmedurchgangskoeffizienten beider Zeolithsysteme bestimmt.

Die Gesamtsystembewertung umfasst zunächst einen Vergleich der experimentell untersuchten Adsorberkonzepte innerhalb der Fahrzeugumgebung. Hierbei wurden der gesamte Energieumsatz in Abhängigkeit verschiedener Fahrzyklen und Systemzustände der Adsorberkammern bei Fahrtbeginn untersucht. Aufgrund der höheren Dynamik und dementsprechend kürzeren Adsorptionszyklen (300 Sekunden) erwies sich das beschichtete System als eher geeignet auf Fahrzyklen unterschiedlicher Länge zu reagieren und erhöht demzufolge die Wahrscheinlichkeit der Verfügbarkeit unmittelbar bei Fahrtbeginn.

Die Gegenüberstellung beider Adsorberkonzepte im Verlauf des NEFZ und des Braunschweig-Wolfsburg-Pendlerzyklus zeigten gegenüber der Annahme konstanter Fahrgeschwindigkeiten eine deutliche Verringerung der anteiligen sorptiven Kälteerzeugung (ca. 38 %) durch die zyklusbedingten Stopp-Phasen, in welchen nur sehr geringe Abgasenthalpieströme zur Verfügung stehen. Der erhöhte Energiebedarf für den Betrieb der hydraulischen Systeme der Adsorptionskälteanlage konnte demnach nicht kompensiert werden. Unabhängig von der Art der Adsorber, deren Startzustand und des Fahrzyklus konnten folglich keine positiven Kraftstoffverbrauchseffekte nachgewiesen werden.

Abhängig von Umgebungsbedingungen und Fahrzyklus kann die mechanische Arbeit des Verdichters durch den Betrieb der Adsorptionskälteanlage um bis zu 27 % reduziert werden. Bei Aktivierung des Adsorptionszyklus zum Zeitpunkt des Abkühlvorgangs der Kabine ermöglicht dies, den Vollastbetrieb der Kompressionskälteanlage zu verkürzen und vorzeitig in Richtung des Nennbetriebspunktes überzugehen. Die Adsorptionskälteanlage ist in diesem Zeitraum in der Lage, den Verdichterwirkungsgrad infolge der Entlastung zu steigern.

Die Untersuchung des Einflusses der Umgebungsbedingungen wurde für verschiedene Werte der spezifischen Solarstrahlung, der relativen Luftfeuchte und der Umgebungstemperatur vorgenommen. Hierbei zeigt sich eine deutlich Reduktion der Kälteleistung der Adsorptionskälteanlage bei Temperaturen oberhalb von 30 °C.

Abschließend wurden im Rahmen dieser Arbeit Vorschläge zur Steigerung der Leistungsfähigkeit und der Effizienz der Adsorptionskälteanlage erarbeitet. Hierzu gehören der Betrieb eines berechneten Rückkühlers für die Adsorptionskälteanlage und der Einsatz einer Deckenkühlung für die Wärmeeinkopplung aus der Kabine im Umluftbetrieb. Weiterhin wurde das entworfene Klimatisierungskonzept für den Fall der Integration in ein Fahrzeug mit höherer Motorleistung bewertet. Letztgenannte Stellgröße lieferte unter den untersuchten Einzelmaßnahmen das größte Potenzial zur

Steigerung der anteiligen Kälteerzeugung. Gegenüber dem ursprünglich bewerteten Konzept konnte diese um ca. 43 % erhöht werden. Die höchste anteilige Kälteerzeugung sowie die höchste Systemeffizienz konnte durch Kombination von größerer Fahrzeugumgebung, feuchter Rückkühlung und serieller luftseitiger Verschaltung der Verdampfer von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage erzielt werden. Bezogen auf den NEFZ wurde hierfür eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs in Höhe von 2 % ermittelt.

Ausblick

Die Idee der Abwärmenutzung für den Betrieb eines Klimatisierungsprozesses im Fahrzeug erscheint mit Blick auf die thermischen Wirkungsgrade von Verbrennungsmotoren und gesetzlichen Forderungen nach Verminderung verkehrsbedingter CO_2 -Emissionen plausibel. Dies begründet auch die lange Liste an Publikationen, welche innerhalb der letzten Jahrzehnte zu diesem Thema erschienen sind und weiterhin erscheinen.

Die im Rahmen dieser Arbeit angestellten Untersuchungen zeigen, dass eine Verbesserung der Gesamtleistungszahl des Klimatisierungssystems durch Einsatz einer unterstützenden Adsorptionskälteanlage im PKW prinzipiell möglich ist. Die simulativ ermittelten Systemleistungen bewegen sich in Größenordnungen, welche eine signifikante mechanische Entlastung des Kältemittelverdichters bewirken. Der hier betrachtete Adsorptionskälteprozess weist jedoch Eigenschaften auf, welche dessen Potenzial und in Verbindung mit der Integration in einen PKW stark beeinträchtigen:

Hier ist an erster Stelle das geringe Wärmeverhältnis zu nennen, welcher dazu führt, dass auf Basis der begrenzt verfügbaren Antriebswärmeströme grundsätzlich nur ein Teil der insgesamt für die Kabinenklimatisierung erforderlichen Kälteleistung bereitgestellt werden kann. Die geringe Effizienz hat aber gleichzeitig zur Folge, dass ein derartiges System über ein äußerst leistungsfähiges Rückkühlwerk verfügen muss, um die hohen Abwärmeströme an die Umgebungsluft übertragen zu können. Aufgrund der begrenzt vorhandenen Bauräume für mögliche Rückkühlflächen, muss daher gegenüber stationären Adsorptionskälteanlagen ein deutlich höherer elektrischer Energieaufwand für die Systemrückkühlung in Kauf genommen werden. Die Wärmeaufnahme aus dem Innenraum stellt ihrerseits große Herausforderungen an die Infrastruktur der Luftverteilung und stellt zudem einen großen Treiber parasitären Energiebedarfs dar. Das sorptive Potenzial des hier gewählten Hochleistungs-Zeolith hinsichtlich erzielbarer Kältemittelbeladungsmengen und Sorptionskinetik kann daher nicht ausgeschöpft werden.

Denkt man trotz der genannten Hindernisse weiterhin über die Integration in ein verbrennungsmotorisch betriebenes Fahrzeug nach, kommt hierfür entsprechend der gewonnenen Erkenntnisse nur ein System in Frage, bei welchem bezogen auf die gleiche erforderliche Klimatisierungsleistung deutlich höhere Abwärmeströme nutzbar sind. Dies trifft beispielsweise auf Lastkraftwagen zu, deren Klimatisierungssysteme aufgrund des vergleichbaren Kabinenvolumens für ähnliche Leistungen wie die der PKW-Klimatisierung ausgelegt sind. Die in dieser Arbeit diskutierte Problematik der nicht garantierten Verfügbarkeit der Adsorptionskälteanlage bei Fahrtbeginn in Verbindung mit kurzen Fahrzyklen tritt bei Einsatz eines derartigen Systems im Langstreckenbetrieb von Transportfahrzeugen in den Hintergrund. Die Klimatisierung wird hier über lange Phasen hinweg vom Erhaltungsbetrieb dominiert.

Positiv für die Anlagenregelung sind zudem die eher statischen Lastanforderungen an den Verbrennungsmotor zu bewerten, weshalb die Abgasenthalpieströme in annähernd konstanter Höhe anfallen. Dies erleichtert das Einstellen optimaler Zykluslängen und den energieoptimalen Einsatz von Pumpen und Lüftern und senkt somit den Energiebedarf der Systemperipherie.

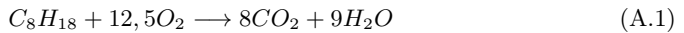
Hinsichtlich der Integration zusätzlicher Systeme sind auch die verfügbaren Bauräume von LKWs aufgrund der Raumnutzungskonzepte z.B. für den Nachtbetrieb begrenzt. Im Vergleich zu PKWs bieten diese jedoch weitaus mehr Spielraum für die Positionierung einer Adsorptionskälteanlage, einen Wärmeübertrager im Abgasstrang und die entsprechenden angeströmten Flächen für die Positionierung eines Rückkühlers.

Im Zusammenspiel mit sog. passiven Klimatisierungsmaßnahmen, wie z.B. leistungsfähiger Kabinenisolierung und dem Einsatz infrarot-reflektierender Verschiebung, könnte der Energieaustausch der Kabine mit der Umgebung weiter verringert werden. Die extremen Lastfälle, anhand welcher die Klimatisierungssysteme ausgelegt sind, würden so abgemildert und der Anteil mechanisch bereitgestellter Kälteleistung könnte zusätzlich verringert werden.

Abwärmepotenzial

A.1 Taupunkttemperatur

Die Berechnung der Taupunkttemperatur ($T_{SatW,Ex}$) erfolgt über den spezifischen Wasseranteil x_W im Abgas, welcher sich wiederum aus dem Wasseranteil der Verbrennungsprodukte und aus dem Wassergehalt der feuchten Ansaugluft zusammensetzt. Für die Abschätzung der während der Verbrennung produzierten Wassermengen ($\dot{m}_{W,prod}$) wird an dieser Stelle näherungsweise mit der Reaktion von Oktan als idealem Kraftstoff gerechnet (Gl.A.2).



Unter Einbeziehen der molaren Massen aller beteiligten Reaktionspartner erhält man bei stöchiometrischer Verbrennung von $1kg$ Oktan mit trockener Luft $1,419kg$ Wasser als Reaktionsprodukt im Abgas. Da der vom Motor angesaugte Luftstrom im Realfall Wasser enthält und nicht den stöchiometrischen Verhältnissen entspricht, muss der tatsächliche Luftmassenstrom und dessen Feuchtegehalt bekannt sein. Für die folgenden Berechnungen werden im Rahmen von Prüfstandsmessungen ermittelte Luftmassenströme für einen Diesel- und einen Ottomotor verwendet. Die angesaugte Umgebungsluft habe folgenden Zustand:

$$\varphi_A = 40\% \quad t_{Amb} = 22^\circ C \quad p_{Amb} = 1,01325bar$$

Für den aus dem Abgaswärmeübertrager bzw. Partikelfilter austretenden Strom wird ein Druckniveau von $p_{Ex,DPF,aus} = 1,5bar$ angenommen. Der Wassermassentrom im Abgas berechnet sich dann über:

$$\dot{m}_{W,Ex} = \dot{m}_{Air} \cdot x_{W,Air} + \dot{m}_{W,prod} \quad (A.2)$$

Bei den angenommenen Lastpunkten liegen die Taupunkte für den Dieselmotor zwischen 30,6 und 47°C, beim Ottomotor zwischen 51,4 und 54,7°C.

A.2 Exergiestrom Abgas

Um, unabhängig von der Art der Abwärmenutzung, den Anteil im nutzbaren Wärmestrom zu bestimmen, welcher in jede beliebige Energieform transformiert werden kann, werden nachfolgend die in $\dot{Q}_{Ex,max}$ enthaltenen Exergieströme anhand von Gleichung A.3 berechnet.

$$\dot{E}_{Ex,max} = \dot{E}_{Ex,KAT,aus} - \dot{E}_{Ex,SatW} \quad (A.3)$$

Der hierfür erforderliche Exergiestrom des aus dem Katalysator austretenden Abgases ($\dot{E}_{Ex,KAT,aus}$) und der Exergiestrom des auf Taupunkttemperatur abgekühlten Abgases ($\dot{E}_{Ex,SatW}$) berechnen sich mittels Gleichungen A.4 und A.5:

$$\dot{E}_{Ex,KAT,aus} = \dot{m}_{Ex} \cdot [h_{Ex,KAT,aus} - h_{Ex,Amb} - T_{Amb} \cdot (s_{Ex,KAT,aus} - s_{Ex,Amb})] \quad (A.4)$$

$$\dot{E}_{Ex,SatW} = \dot{m}_{Ex} \cdot [h_{Ex,SatW} - h_{Ex,Amb} - T_{Amb} \cdot (s_{Ex,SatW} - s_{Ex,Amb})] \quad (A.5)$$

A.3 Exergiestrom Motorkühlmittel

Berechnung des über den Hauptwasserkühler an die Umgebung abgegebenen Enthalpiestroms:

$$\dot{H}_{LiQ,HWK} = \dot{m}_{LiQ,HWK} \cdot \bar{c}_{p,LiQ} \cdot (T_{LiQ,HWK,aus} - T_{LiQ,HWK,ein}) \quad (A.6)$$

Der dem Kühlmittel entzogene Exergiestrom ($\dot{E}_{LiQ,HWK}$), welcher für die Nutzung eines Abwärmeprozesses zur Verfügung steht, berechnet sich dann anhand der Gleichungen A.7 bis A.9:

$$\dot{E}_{LiQ,HWK} = \dot{E}_{LiQ,HWK,ein} - \dot{E}_{LiQ,HWK,aus} \quad (A.7)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{LiQ,HWK,ein} &= \dot{m}_{LiQ,HWK} \cdot [h_{LiQ,HWK,ein} - h_{LiQ,Amb} - T_{Amb} \cdot (s_{LiQ,HWK,ein} - s_{LiQ,Amb})] \\ \dot{E}_{LiQ,HWK,aus} &= \dot{m}_{LiQ,HWK} \cdot [h_{LiQ,HWK,aus} - h_{LiQ,Amb} - T_{Amb} \cdot (s_{LiQ,HWK,aus} - s_{LiQ,Amb})] \end{aligned} \quad (A.8)$$

Konzeptstudie Systemrückkühlung

Diskussion möglicher Positionen im Fahrzeug

In Abbildung B.1 sind mögliche Positionen für die Integration eines Rückkühlwerkes in ein Fahrzeug dargestellt. Um ein geeignetes Konzept identifizieren zu können, werden im Folgenden die aufgezeigten Varianten anhand der o.g. Kriterien, Temperaturniveau, Bauraum, und Möglichkeit von freier und erzwungener Konvektion, diskutiert.

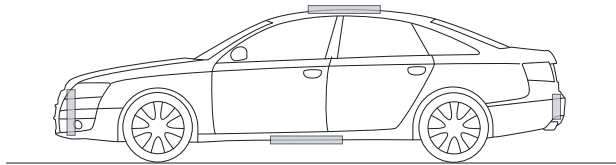


Abbildung B.1: Darstellung einer Audi-A6 Limousine mit möglichen Verbauplätzen für zusätzliche Rückkühlflächen

Angesichts der großen horizontalen Flächen bieten Dach und Unterboden für die Positionierung des Rückkühlwerkes große Vorteile, jedoch ist bei beiden Varianten die Unterstützung der Anströmung durch ein Gebläse problematisch. Im Falle des Daches wird die Integration eines Rückkühlers durch hohe Temperaturen an der Karosserie erschwert, welche sich infolge der permanenten Sonneneinstrahlung im Sommer auf horizontalen Flächen ausbilden. Das Verlegen von Schlauchleitungen für die Anbindung der Adsorptionskälteanlage an einen Wärmeübertrager im Dach, ist wegen des knappen Bauraums in den Fahrzeugsäulen und den im Dachbereich

bereits vorhandenen Komponenten, wie beispielsweise das Schiebedach, nur eingeschränkt möglich. Des weiteren wird durch das Einbringen zusätzlicher Massen in den Dachbereich der Fahrzeugschwerpunkt verschoben, was die Stabilität eines Fahrzeuges in fahrdynamischen Grenzbereichen negativ beeinflussen kann.

Zwar bleibt der Unterboden des Fahrzeugs vom Einfluss der Sonneneinstrahlung weitestgehend unbeeinflusst, jedoch befindet sich hier als weitere Wärmequelle die Abgasanlage. Diese kann je nach Fahrgeschwindigkeit und Motorlast, oder bei abgestelltem Fahrzeug und aufgeheiztem Abgasstrang ebenfalls negative Auswirkung auf die Rückkühltemperaturen haben. Das verfügbare Platzangebot für zusätzliche Rückkühlflächen wird weiterhin durch die Einhaltung der Bodengrenzlinie beschränkt, welche gewährleistet, dass ein Fahrzeug in der Lage ist, kleinere Straßenhindernisse kollisionsfrei zu überwinden.

Die Variante der Integration in den Heckstoßfänger des Fahrzeugs ist vom Einfluss des Abgasstranges ebenfalls betroffen, jedoch ermöglicht der vorhandene Bauraum die Positionierung zweier nebeneinander angeordneter Wärmeübertrager sowie entsprechender Axialgebläse. In Abbildung B.2 ist die Integration eines Kühlers in den Hohlraum zwischen Heckstoßfänger und Verkleidung am Beispiel einer Audi A6-Limousine dargestellt. Die Durchströmung der Luft erfolgt in Fahrtrichtung, das Gebläse ist bei diesem Konzept saugend angeordnet und fördert die Luft durch Luftschlitze in der Heckschürze an die Umgebung.

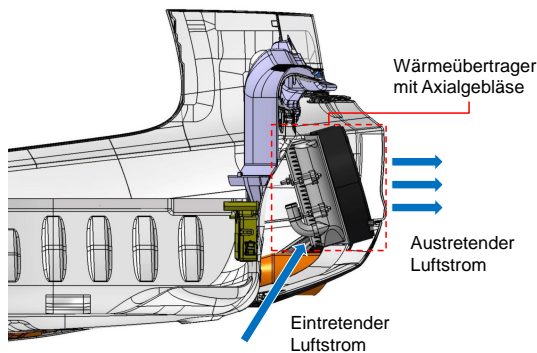


Abbildung B.2: Integration eines Rückkühlers mit Axialgebläse im Bereich des Heckstoßfängers einer Audi A6-Limousine

Die Nutzung des umströmenden Fahrtwindes ohne Gebrauch der Gebläse, ähnlich wie bei den Kühlern im Vorderwagen, ist bei dieser Anordnung nur begrenzt um-

setzbar. Durch das Ablösen der Luftströmung an der Abrisskante des Fahrzeughecks bilden sich negative Druckbeiwerte heraus, welche hier zu einer Umkehr der Strömungsrichtung führen [83]. Ein Durchströmen der Kühler in Fahrtrichtung kann folglich nur gewährleistet werden, wenn dieses durch den Einsatz der Gebläse aktiv unterstützt wird. Am Beispiel der betrachteten A6-Limousine kommt erschwerend hinzu, dass der gewählte Bauraum von der Luftströmung entlang des Unterbodens weitestgehend isoliert ist. Dies zeigt das Ergebnis einer Strömungssimulation, welche anhand der Geometrie des Fahrzeugunterbodens für eine Fahrgeschwindigkeit von 140km/h durchgeführt wurde (Abb. B.3). Im betrachteten Bauraum bildet sich demnach eine Luftwalze heraus, ein Austausch mit der Strömung am Unterboden findet faktisch nicht statt. Um dieses zu erreichen, müsste über einen Luftkanal die Strömung gezielt in diesen Bereich geleitet werden. Da eine derartige Veränderung der Luftströmung im Heckbereich den Auftrieb des Hinterwagens begünstigen kann, müsste im Sinne der Fahrsicherheit zusätzlich die Aerodynamik des Fahrzeugs angepasst werden.

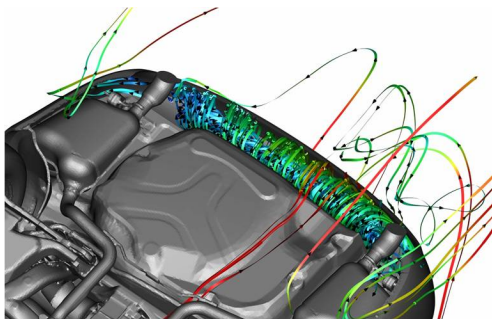


Abbildung B.3: *Simulation der Luftströmung am Unterboden im Bereich des Heckstoßfängers*

Die Integration des Rückkühlwerkes einer Adsorptionskälteanlage in den Vorderwagen erscheint zunächst als die plausibelste Variante, da hier sowohl die Anströmung durch den Fahrtwind als auch die erzwungene Konvektion mittels vorhandenem Kühlergebläse möglich ist. Bei verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeugen muss jedoch auch hier die Bauraumsituation untersucht werden, da sich in diesem Bereich bereits der Kältemittelkondensator, der Hauptwasserkühler für die Abfuhr der durch den Motorkühlkreislauf aufgenommenen Wärme und, im Falle eines aufgeladenen Motors, ein weiterer Wärmeübertrager für die Kühlung der komprimierten Ladeluft befinden.

Positionierung im Vorderwagen

Abbildung B.4 zeigt zwei typische Anordnungen des Kühlermoduls im Vorderwagen, wobei hier zwischen indirekter Ladeluftkühlung und direkter Ladeluftkühlung unterschieden wird. Im ersten Fall (links in Abb. B.4) wird die verdichtete Ansaugluft vor Eintritt in den Verbrennungsraum des Motors mittels Wärmeträgermedium gekühlt und über einen Wärmeübertrager im Vorderwagen (a) an die Umgebung abgegeben. Bei der direkten Ladeluftkühlung wird die verdichtete Ansaugluft durch den Wärmeübertrager im Vorderwagen und anschließend zurück zur Saugseite des Motors geleitet. Da es sich hierbei um einen Luft-Luft-Wärmeübertrager handelt, weist dieser grundsätzlich eine höhere Blocktiefe auf (siehe Abb. B.4, rechts).

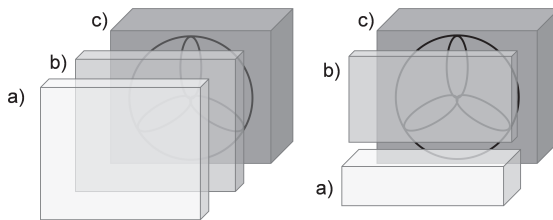


Abbildung B.4: Typische Anordnung der Wärmeübertrager im Vorderwagen von verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeugen bei indirekter und direkter Ladeluftkühlung. a): Ladeluftkühler, b): Kältemittelkondensator, c): Hauptwasserkühler mit Axialgebläse

Für die Integration des Rückkühlwerkes einer Adsorptionskälteanlage in den Vorderwagen kommen grundsätzliche folgende Lösungsansätze in Frage:

1. Zusätzlicher Wärmeübertrager in vorderster Reihe des bestehenden Kühlerpaketes
2. Einkoppeln der Abwärme in einen im Kühlerpaket bereits vorhandenen Wärmeübertrager
3. Integration einer zusätzlichen Kühler-Lüfter-Einheit in den Vorderwagen

Zu 1. Zusätzlicher Wärmeübertrager in vorderster Reihe des bestehenden Kühlerpaketes

Die Integration eines zusätzlichen Kühlers an vorderster Position des Kühlerpaketes ist hinsichtlich der Temperatur des eintretenden Luftstromes als positiv zu bewerten. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass ein weiterer Wärmeübertrager zusätzliche luftseitige Druckverluste verursacht und deren Kompensation ein Anheben der elektrischen Gebläseleistung erfordert. Das Einsparpotenzial von mechanischer Energie durch den Einsatz eines abwärmebetriebenen Kälteprozesses wird damit durch den erhöhten Bedarf an elektrischer Leistung verringert. Diese Variante führt weiterhin zu einer Anhebung des Rückkühltemperaturniveaus aller im Luftpfad nachgelagerten Wärmeübertrager und begrenzt somit deren Leistungsfähigkeit.

Zu 2. Einkoppeln der Wärme in einem im Kühlerpaket bereits vorhandenen Wärmeübertrager

Für die Variante der Nutzung eines bestehenden Rückkühlers ist zu prüfen, ob die vorliegenden Austrittstemperaturen des Kühlmittels der zu erreichenden Rückkühltemperatur einer Adsorptionskälteanlage entsprechen. Ist dies der Fall, ist weiterhin zu untersuchen, welche Leistungen auf diesem Temperaturniveau abgeführt werden können.

Der Hauptwasserkühler erscheint für die Einkopplung der Abwärme des gewählten Adsorptionsprozesses grundsätzlich als ungeeignet, da die Temperaturregelung den Kühlmittelkreislauf des Motors bei überschüssiger Motorwärme auf ein Temperaturniveau im Bereich von ca. $80 - 90^{\circ}\text{C}$ temperiert. Erschwerend hinzu kommt die Position des Hauptwasserkühlers an hinterster Stelle im Kühlerpaket, weshalb die angesaugte Kühlluft in der Regel deutlich über der Umgebungstemperatur liegt.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Anbindung der Adsorptionskälteanlage an den Niedertemperaturkreislauf der Ladeluftkühlung dar. Ein Überblick über das dort vorliegende Temperaturniveau im Fahrzyklus liefert Abb. B.5. Hier sind die Temperaturen des Kühlmittels am Austritt des Niedertemperaturkühlers im Verlauf des NEFZ dargestellt. Die Messungen wurden mittels Rollenprüfstand an einem VW Golf mit Ottomotor vorgenommen, die Umgebungstemperatur betrug ca. 20°C , die Klimatisierung war während der Messung deaktiviert.

Die Messung zeigt, dass der Temperaturverlauf im Kühlmittelkreislauf des Ladeluftkühlers stark vom jeweiligen Motorlastpunkt abhängig ist und besonders in den Beschleunigungsphasen deutlich ansteigt. Die Austrittstemperaturen des Kühlmittels liegen bei diesem Fahrprofil maximal ca. $7 - 8\text{K}$ über der Umgebungstemperatur,

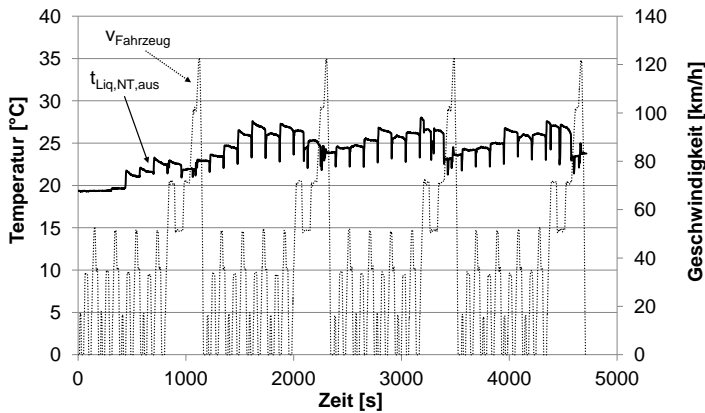


Abbildung B.5: Temperatur des Wasser-Glykol-Gemisches am Austritt des NT-Kühlers im Verlauf des NEFZ-Zyklus

die flüssigseitige Temperaturdifferenz beträgt durchschnittlich ca. $8K$. Die abgeführten Wärmeleistungen bewegen sich zwischen 0 und $300W$ im Stadtzyklus des NEFZ und steigen im Überlandzyklus auf maximal $1200W$ an.

Eine gemeinsame Rückkühlung von Ladeluft und Adsorptionskälteanlage wäre angesichts der anliegenden Kühlmitteltemperaturen grundsätzlich möglich, sofern die angesaugte Umgebungsluft nicht durch einen vorgelagerten Kältemittelkondensator im Vorderwagen erwärmt werden würde. Für die Umsetzung dieses Konzeptes ist folglich eine Neuordnung des Kühlerpaketes erforderlich, bei welchem sich der gemeinsame Kühler für die Ladeluftkühlung und die Adsorber-Rückkühlung an vorderster Stelle befindet (siehe Abb. B.6). Aus diesem Grund wird im Folgenden eine Abschätzung der abführbaren Leistungen und der Veränderung der Rückkühltemperaturen an Niedertemperaturkühler und Kältemittelkondensator vorgenommen.

Die folgenden Berechnungen erfolgen mit Hilfe von Dymola in Kombination mit der Programmiersprache Modelica, die verwendeten Stofffunktionen des Kältemittels $R134a$ und des Kühlmittelgemisches Glykol-Wasser entstammen der Stoffdatenbibliothek TILMedia. Die Komponenten der verwendeten Modelle basieren auf der Modellbibliothek TIL, wobei sich die physikalischen Eingangsgrößen an den Eigenschaften und Randbedingungen der PKW-Klimatisierung orientieren. Der Systemvergleich erfolgt anhand identischer Kältemittelkreisläufe mit lediglich verändertem Rückkühlkonzept (siehe Abb. B.6) bei einer Umgebungstemperatur von $30^{\circ}C$. Die

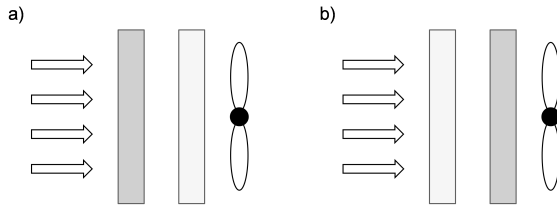


Abbildung B.6: Vergleich Anordnung Wärmeübertrager: a) Kältemittelkondensator vorne, NT-Kühler hinten, b) NT-Kühler vorne, Kältemittelkondensator hinten

Regelung sorgt für das Bereitstellen von ca. 3 kW Kälteleistung. Weitere Daten hierzu finden sich in Tabelle B.1 auf Seite 130.

Die Darstellung (Abb. B.7) zeigt, dass sich die Wärmeabfuhr des Niedertemperaturkreislaufes durch die veränderte Anordnung deutlich steigern lässt, der insgesamt an die Umgebung abgegebene Wärmestrom erhöht sich von 2230 W bei Konfiguration a) auf 4175 W bei b). Die Kühlmitteltemperatur erreicht in Variante b) eine Austrittstemperatur von $44,1^{\circ}\text{C}$, und befindet sich damit trotz der Umgebungstemperatur von 35°C in einem für die Adsorptionskälteanlage tolerierbaren Bereich. Der insgesamt über den Kondensator und Niedertemperaturkühler abgeführte Wärmestrom erhöht sich um ca. 36%.

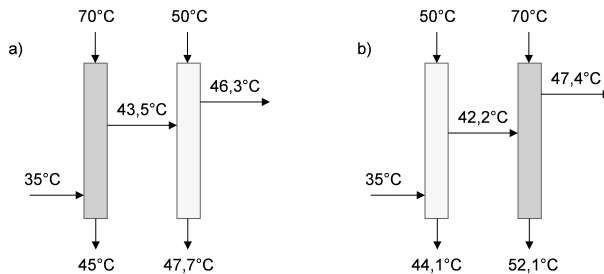


Abbildung B.7: Vergleich der Temperaturverläufe für zwei verschiedene Anordnungen von Kältemittelkondensator und Niedertemperaturkühler

Betrachtet man jedoch allein die Wärmeabfuhr des Kondensators anhand von Abb. B.8, so bewirkt im untersuchten Fall eine Anhebung der eintretenden Lufttempe-

ratur von 35°C auf $42,2^{\circ}\text{C}$ eine Erhöhung der Kältemitteltemperatur am Kondensatoraustritt um $7,9\text{K}$ auf $57,9^{\circ}\text{C}$. Infolge der Anhebung des Kondensatordruckes von ca. $13,2\text{ bar}$ auf ca. 16 bar steigt die Kompressorleistung und verursacht eine Verringerung der Leistungszahl um ca. 19% .

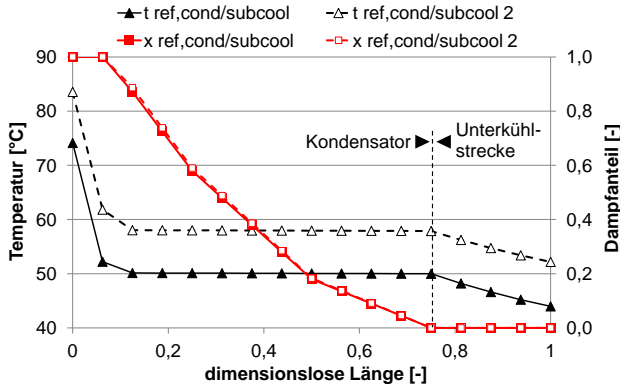


Abbildung B.8: Kältemitteltemperatur und -dampfgehalt aufgetragen über die Lauflänge von Kondensations- und Unterkühlstrecke bei konventioneller Kühlerkonfiguration

Anders als die hier getroffenen Annahmen homogener verteilter Luft Eintrittstemperaturen und -volumenströme in das Kühlerpaket, zeigt sich in Realität in Abhängigkeit der jeweiligen Umgebungsbedingungen ein stark abweichendes Betriebsverhalten. Strupp [82] stellte in seiner Arbeit, im Rahmen der Untersuchung des Einflusses der Umgebungs- und Fahrzeugbedingungen auf das Rückkühlverhalten am Verflüssiger, eine umfangreiche Literaturrecherche zu diesem Thema an. Demnach kann eine Überlagerung von geringer Fahrzeuggeschwindigkeit, inhomogener Luftanströmung und Luftrezirkulation im Kühlerpaket zu einer erheblichen Beeinträchtigung der Wärmeabfuhr führen. Die Folge kann das Übersteigen der Hochdruckbegrenzung im Kältemittelkreislauf und damit ein Ausfall der Klimatisierung sein.

Das hier vorgeschlagene Konzept würde die Wahrscheinlichkeit eines Systemausfalles bei hohen Außentemperaturen und schlechter Durchströmung des Kühlerpaketes zusätzlich begünstigen. Eine mögliche Erhöhung der Luft Eintrittstemperatur in den nachgelagerten Hauptwasserkühler (hier $1,1\text{K}$) ist ebenfalls bei der Neuordnung des Kühlerpaketes zu beachten, da diese die erforderliche Abfuhr der Motorabwärme behindert und bei hoher Motorlast zur Überhitzung damit zu einer Beschädigung des

Motors führen kann. Die vorgeschlagene Variante wird aus den genannten Gründen im Folgenden nicht weiter betrachtet.

Zu 3. Integration einer zusätzlichen Kühler-Lüfter-Einheit in den Vorderwagen

Alternativ zu den bisher diskutierten Konzepten ist eine Positionierung von zwei Wärmeübertragern im Bereich der Nebelleuchten denkbar. Diese Position hat den Vorteil, dass die Rückkühlung der bereits im Vorderwagen vorhandenen Systeme nur durch evtl. auftretende Kurzschlussströmungen beeinflusst werden können. Anders als bei der Integration in das Kühlerpaket ist es möglich, die hierfür erforderlichen Lüfter speziell hinsichtlich der Leistungsanforderungen der Adsorptionskälteanlage auszuwählen und zu regeln. Als nachteilig im Sinne des technischen Aufwands, ist der Einsatz zusätzlicher Lüfter und Wärmeübertrager anzumerken. Im Vergleich zu den bereits diskutierten Konzepten erfordert diese Variante ein weitaus größeres Bau- raumangebot, welches v.a. den Einsatz in Fahrzeugen mit hoher Motorisierungsstufe erschwert.

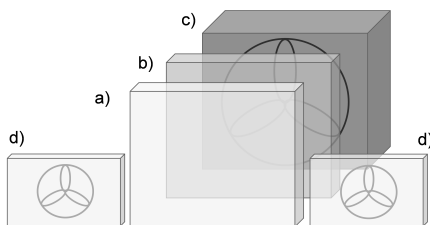


Abbildung B.9: Variante der Positionierung im Vorderwagen mittels zweier Wärmeübertrager (d) im Bereich der Nebelleuchten

Zusammenfassung

Für eine effektive Auskoppelung der durch den Betrieb einer Adsorptionskälteanlage anfallenden Abwärmeströme, ist die Verwendung eines oder mehrerer Wärmeübertrager erforderlich, welche neben der Nutzung des Fahrtwindes die Anströmung durch ein Gebläse ermöglichen. Aufgrund des begrenzten Bauraumangebotes im Fahrzeug kommt hierfür in erster Linie der Vorderwagen in Frage.

Um hier eine große Wärmeübertragerfläche bei möglichst geringen Rückkühltemperaturen bereitstellen zu können, ist grundsätzlich das Einkoppeln der Abwärmeströme z.B. in den Niedertemperaturkreislauf möglich. Aufgrund der Sensibilität

<i>Parameter</i>	<i>Kondensator</i>	<i>NT – Kühler</i>	<i>Einheit</i>
$T_{ref,ein}$ bzw. $T_{liq,ein}$	70	50	$^{\circ}C$
\dot{m}_{ref} bzw. \dot{m}_{liq}	0,025	0,2	kg/s
$p_{ref,ein}$ bzw. $p_{liq,ein}$	14	1	bar
$\alpha_{ref,Cond} / \alpha_{ref,subcool}$ bzw. α_{liq}	2500 / 1000	2000	W/m^2K
\dot{V}_{air}	0,5	0,5	m^3/s
α_{air}	125	125	W/m^2K
A_{Fin}	0,63 bzw. 5,25	7,33	m^2
A_{Tube}	0,31 bzw. 0,03	0,9	m^2

Tabelle B.1: Eingangsparameter für die simulative Bewertung der Neuordnung des Kühlerpaketes

des gewählten Sorptionsmittels gegenüber des Rückkühltemperaturniveaus ist diese Variante jedoch nur mit einem Positionswechsel von Kältemittelkondensator und Niedertemperaturkühler realisierbar. Bei hohen Umgebungstemperaturen führt dies jedoch zu einer erheblichen Beeinträchtigung der Kondensatorleistung und fördert damit die Gefahr des Ausfalls der Kompressionskälteanlage durch die Hochdruckbegrenzung.

Zweiphasiger Sekundärkreislauf

Anknüpfend an die unter Abschnitt 3.4 diskutierten Konzepte für die Wärmeabfuhr aus dem Innenraum und deren Transport zur Adsorptionskälteanlage werden im Folgenden der Aufbau eines Prüfstandes und die damit verbundenen experimentellen Untersuchungen an einem zweiphasigen Sekundärkreislauf beschrieben. Ziel ist es, das gewählte Konzept hinsichtlich erzielbarer Übertragungsleistungen, der auftretenden Übertragungsverluste und den für den Pumpenbetrieb erforderlichen Energiebedarf zu bewerten.

C.1 Aufbau und Vermessung

Im folgenden Abschnitt werden der Aufbau des Prüfstandes und die Durchführung der Messungen beschrieben. Nähere Details hierzu finden sich bei Vrieling [84].

Versuchsaufbau

Für die experimentelle Untersuchung des Betriebsverhaltens eines zweiphasigen Sekundärkreislaufes, welcher für den Wärmetransport zwischen dem Verdampfer der Adsorptionskälteanlage und dem Wärmeübertrager im Innenraum des Fahrzeugs vorgesehen ist, dient der in Abbildung C.1 dargestellte Prüfstand. Die eigentliche Wärmesenke (die Adsorptionskälteanlage) wird hierbei durch Verwendung eines Wasser-Glycol Kreislaufes simuliert, welcher mit Hilfe eines Prozessthermostaten temperiert wird. Die Wärmezufuhr erfolgt wie bei einer Anwendung im Fahrzeug über die Luftseite eines Kreuz-Gegenstrom-Wärmeübertragers für die PKW-Klimatisierung.

Im Hinblick auf den begrenzten Bauraum im Klimagerät und der zu übertragenden Kälteleistung wird hier das Kältemittel durch Flachrohre geführt, welche bezogen

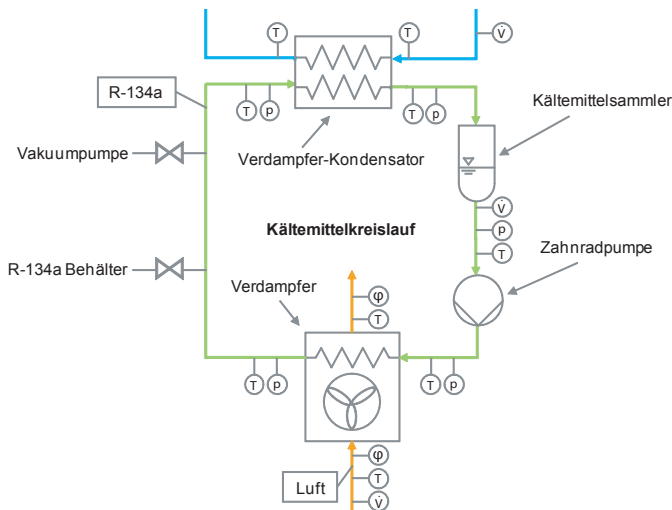


Abbildung C.1: Schematischer Aufbau des Prüfstandes zur Vermessung des zweiphasigen Sekundärkreislaufes

auf die Luftströmung in zwei versetzten Ebenen angeordnet sind. Bei den Rohren handelt es sich um sog. Multi Port Extruded Tubes (MPET). Diese weisen gegenüber Rundrohren bei gleichem kältemittelseitigen Strömungsquerschnitt eine größere äußere Wärmeübertragungsfläche auf und ermöglichen damit das Übertragen höherer Leistungen. Die daran aufgelöteten Aluminiumlamellen sind geschlitzt um gleichermaßen den luftseitigen Wärmeübergang zu erhöhen.

Für die Abfuhr der aufgenommenen Wärme an den Flüssigkeitskreislauf des Prozessthermostaten wird ein Gegenstrom-Plattenwärmeübertrager verwendet, welcher in Abb. C.1 als Verdampfer-Kondensator bezeichnet wird. Diese Namensgebung zielt auf die angedachte Anwendung als Teil einer Adsorptionskälteanlage ab, bei welchem das intern zirkulierende Kältemittel (Wasser) durch Wärmeaufnahme verdampft und das wärmeabgebende Kältemittel des Sekundärkreislaufes (hier R-134a) gleichzeitig kondensiert.

Um den Eintritt von ausschließlich flüssigem Kältemittel an der Saugseite der Kältemittelpumpe zu gewährleisten, befindet sich hinter dem Kondensator ein Sammler für die Phasentrennung und das Puffern des Kältemittelbedarfs im Falle von Laständerungen. Dieser verfügt weiterhin über ein Molekularsieb, um von außen eindringende Feuchtigkeit zu binden und Korrosion zu vermeiden.

Durchführung der Messung

Der zweiphasige Kältemittelkreislauf lässt sich in Form eines Kreisprozesses im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm darstellen (Abb. C.3). Eine Zuordnung der im Diagramm verzeichneten Zustandspunkte liefert das Schaltbild in Abbildung C.2.

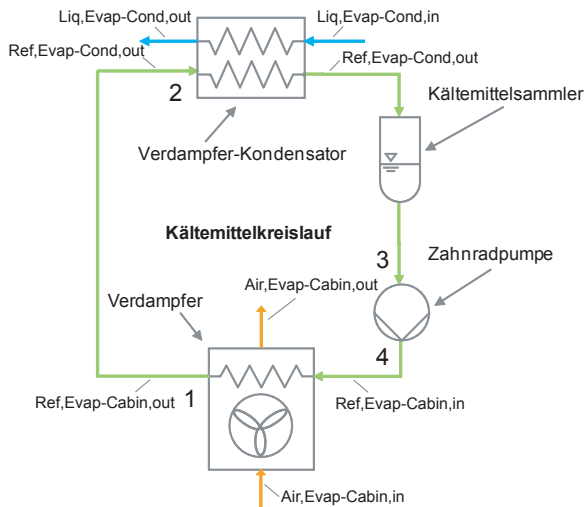


Abbildung C.2: Zuordnung der Zustandspunkte zu den Systemkomponenten des zweiphasigen Sekundärkreislaufes

Bei idealer Prozessführung liegt das Kältemittel am Austritt des Verdampfers, nach erfolgter Wärmezufuhr, als vollständig gesättigter Dampf vor (Punkt 1). Vernachlässigt man die Druckverluste bei dem Durchströmen der Kältemittelleitung in Richtung Verdampfer-Kondensator sowie den Wärmeeintrag von außen, so befindet sich das Medium in Punkt 2 in unverändertem Zustand. Anschließend erfolgt die Wärmeabfuhr im Verdampfer-Kondensator, wobei der nachgelagerte Sammler für die Phasentrennung und das Vorliegen vollständig gesättigter Flüssigkeit sorgt. Die bei der Durchströmung des Verdampfer-Kondensators auftretenden Druckverluste sind in Abb. C.3 in Form eines im Verhältnis zu Punkt 2 geringeren Druckniveaus angedeutet. Für die anschließende Druckerhöhung in der Kältemittelpumpe wird ein isochorer Verlauf angenommen, Punkt 4 befindet sich demnach links von der Siedelinie. Gleichermäßen wie die Kondensation verläuft die Verdampfung im Realfall nicht isobar.

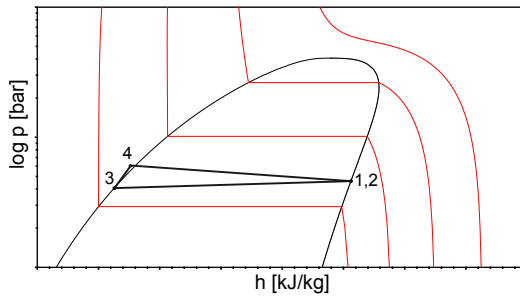


Abbildung C.3: Darstellung des zweiphasigen Sekundärkreislaufes im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm

Für die Vermessung des Sekundärkreislaufes werden Parameter wie Lufttemperatur und Luftvolumenstrom entsprechend des Verwendungszweckes und den daraus resultierenden Randbedingungen gewählt. Bezogen auf die Luftseite orientiert sich demnach das Temperaturniveau der Wärmezufuhr an typischen Bedingungen im Fahrzeuginnenraum unter sommerlichen Bedingungen. Das Niveau der Wärmeabfuhr, also der am Thermostat eingestellten Vorlauftemperatur in den Verdampfer-Kondensator, spiegelt das Verdampfertemperaturniveau einer Adsorptionskälteanlage wieder.

Der Einfluss dieser Randbedingungen soll anhand der in Tabelle C.1 angeführten Messreihen genauer untersucht werden.

Messreihe	Variation	Beschreibung
1	$t_{Liq,Evap-Cond,in}$	Einfluss veränderlicher Verdampfertemperaturen auf das Wärmeübertragungsverhalten des Sekundärkreislaufes
2	$\dot{m}_{Air,Evap-Cabin}, \dot{m}_{Ref}$	Maximierung der Übertragungsleistung bei minimalem Kältemittelmassenstrom

Tabelle C.1: Übersicht und Beschreibung der am Sekundärkreislauf durchgeführten Messreihen

In Messreihe 1 wird demnach der Einfluss variierender interner Verdampfertemperaturen der Adsorptionskälteanlage auf das Betriebsverhalten des zweiphasigen Sekundärkreislaufes untersucht. Bezogen auf den aufgebauten Kältemittelkreislauf, wird

hierfür die Eintrittstemperatur des Wasser-Glykol-Gemisches in den Verdampfer-Kondensator (siehe Abb. C.2) variiert. Die in Realität infolge des zyklischen Betriebs auftretenden Temperaturschwankungen können aufgrund der Trägheit des verwendeten Thermostaten nicht dynamisch vermessen werden. Die Bewertung erfolgt daher anhand von statisch vermessenen Betriebspunkten.

Gegenstand der Untersuchung von Messreihe 2 ist das Ermitteln der maximal möglichen Übertragungsleistung. Hierfür werden für eine im Kondensator eingestellte flüssigseitige Vorlauftemperatur der Kältemittelmassenstrom und Luftmassenstrom durch den Verdampfer variiert.

Ergebnisse Messreihe 1

Für diese Messungen wurde die Pumpendrehzahl und damit der geförderte Kältemittelvolumenstrom konstant gehalten. Da das Kältemittel beim Eintritt in die Pumpe im flüssigen Zustand vorliegt und folglich die druck- und temperaturabhängige Dichteveränderung vernachlässigt werden kann, ist der Kältemittelmassenstrom näherungsweise auch als konstant anzusehen. Der Wassermassenstrom am Verdampfer-Kondensator sowie Luftmassenstrom und Lufteintrittstemperatur am Verdampfer wurden ebenfalls nicht verändert. Das schrittweise Anheben der Verdampfertemperatur führt damit zu einer Verringerung der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und -senke, wodurch die übertragene Leistung abnimmt. In Abbildung C.4 ist dies anhand sinkender Verdampfungsraten erkennbar.

Die in Abbildung C.4 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass bei allen Messungen das Potenzial der latenten Wärmeübertragung nicht vollständig ausgeschöpft wird. Infolge der geringen Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und -senke sinkt der übertragbare Wärmestrom, wodurch bei dem gewählten Kältemittelmassenstrom ein vollständiges Verdampfen des Kältemittels nicht möglich ist. Die in Tabelle C.2 aufgeführten Kältemittelmassenströme könnten demnach für die gewählten Betriebspunkte reduziert werden.

Um den Energieaufwand für die Druckerhöhung durch die Pumpe zu veranschaulichen, ist in den folgenden Tabellen die hydraulische Pumpenarbeit ($P_{Ref,Hydr}$, Gl. C.1) unter Annahme einer isochoren Druckänderung aufgeführt. Dargestellt ist ebenfalls die während der Messung aufgezeichnete elektrische Pumpenleistung ($P_{el,Pump,real}$). Bei der hier eingesetzten Zahnradpumpe handelt es sich um eine Dosierpumpe für Laboranwendungen, welche für die Überwindung hoher Druckdifferenzen bei geringen Massenströmen ausgelegt ist. Die bei den Messungen vorgegebenen Drehzahlen befinden sich daher im Bereich der Leistungsgrenze, weshalb die messtechnisch ermittelten Pumpenwirkungsgrade entsprechend gering ausfallen (ca. 0,2 – 1%).

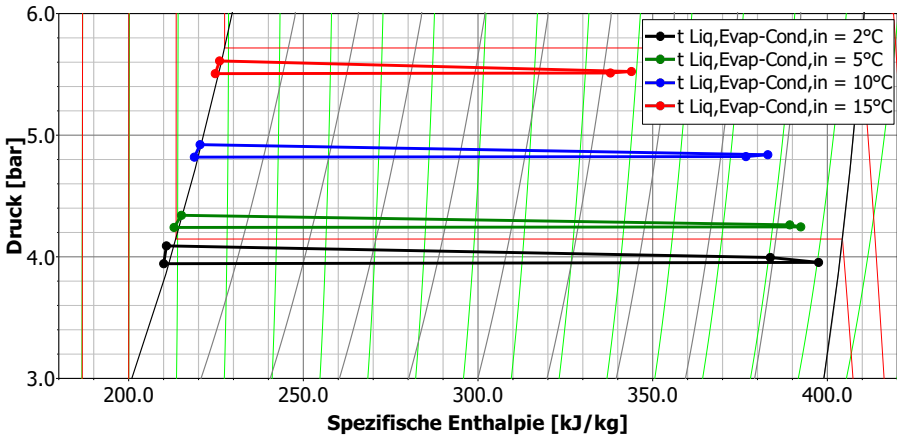


Abbildung C.4: Darstellung von Messreihe 1 im $\log(p),h$ -Diagramm: Untersuchung des Einflusses der Verdampfertemperaturen einer Adsorptionskälteanlage auf die Übertragungsleistung des zweiphasigen Sekundärkreislaufes durch Variation der Vorlauftemperatur ($t_{\text{Liq,Evap-Cond,in}}$) der Wärmesenke

Um den Bezug zu einer Anwendung herzustellen, für welche eine dem Leistungsbereich angepasste Kältemittelpumpe Verwendung findet, wird im Folgenden für jede Messung eine theoretische Pumpenleistung ($P_{\text{el,Pump,theor}}$) unter Annahme eines Pumpenwirkungsgrades von $\eta_{\text{Pump,theor}} = 10 \%$ berechnet (siehe Gl. C.2).

$$P_{\text{Ref,Hydr}} = \dot{V}_{\text{Ref}} \cdot (p_{\text{Ref,Pump,out}} - p_{\text{Ref,Pump,in}}) \quad (\text{C.1})$$

$$P_{\text{el,Pump,theor}} = P_{\text{Ref,Hydr}} \cdot \eta_{\text{Pump,theor}}^{-1} \quad (\text{C.2})$$

Ergebnisse Messreihe 2

In Anlehnung an eine Anwendung als Sekundärkreislauf für den Wärmetransport aus der Fahrzeugkabine wird in dieser Messreihe der Einfluss variabler Kältemittel- und Luftmassenstrom auf das Betriebsverhalten untersucht. Um dabei die maximale Übertragungsleistung des Kreislaufs zu ermitteln, wird der Luftmassenstrom schrittweise erhöht und der Kältemittelmassenstrom so angepasst, dass sich bei jeder Messung eine konstante Überhitzung von ca. 5 K am Austritt des Verdampfers einstellt. Die flüssigseitige Vorlauftemperatur des Verdampfer-Kondensators wird bei

$t_{Liq,Evap-Ads,in}$	1,8	5,2	10,1	15,2	$^{\circ}C$
$t_{Ref,Evap-Cabin,Sat}$	9,6	11,4	15,2	19,4	$^{\circ}C$
$t_{Air,Evap-Cabin,out}$	11,8	13,5	16,6	20,3	$^{\circ}C$
$\Delta t_{m,Evap-Cabin}$	13,1	10,8	8,6	7,3	K
$kA_{Evap-Cabin}$	161,8	178,1	198,1	196,8	W/K
\dot{m}_{Ref}	12,2	11,0	10,5	12,1	g/s
$\Delta T_{m,Evap-Cond}$	4,4	3,6	2,9	2,3	K
$kA_{Evap-Cond}$	520,9	554,6	580,2	601,2	W/K
$\dot{Q}_{Liq,Evap-Cond}$	2294	1973	1655	1369	W
$P_{Ref,Hydr}$	0,2	0,1	0,1	0,1	W
$P_{el,Pump,real}$	70	70	70	70	W
$P_{el,Pump,theor}$	2	1	1	1	W

Tabelle C.2: Ergebnisse Messreihe 1: Variation $t_{Liq,Evap-Cond,in}$, $t_{Air,Evap-Cabin,in} = 40^{\circ}C$, $\dot{m}_{Air} = 4,3 \frac{kg}{min}$, $\dot{m}_{Ref} \approx konst$

allen Messungen auf $5^{\circ}C$ eingestellt, die Eintrittstemperatur der simulierten Kabinenluft in den Verdampfer beträgt jeweils $40^{\circ}C$. Die Ergebnisse befindet sich in Tabelle C.3 sowie in Abbildung C.5.

$\dot{m}_{Air,Evap-Cabin,in}$	4,3	7,7	12,0	kg/min
$t_{Ref,Evap-Cabin,Sat}$	11,4	14,4	16,6	$^{\circ}C$
$t_{Air,Evap-Cabin,out}$	13,8	19,0	23,7	$^{\circ}C$
$\Delta t_{m,Evap-Cabin}$	11,9	14,7	15,3	K
$kA_{Evap-Cabin}$	154,6	188,3	213,7	W/K
\dot{m}_{Ref}	9,4	14,1	16,3	g/s
$t_{Liq,Evap-Cond,in}$	5,2	5,1	5,0	$^{\circ}C$
$\Delta t_{m,Evap-Cond}$	5,1	7,1	7,6	K
$kA_{Evap-Cond}$	370,7	403,4	441,0	W/K
$\dot{Q}_{Liq,Evap-Cond}$	1937	2843	3335	W
$P_{Ref,Hydr}$	0,1	0,2	0,3	W
$P_{el,Pump,real}$	40	70	80	W
$P_{el,Pump,theor}$	1	2	3	W

Tabelle C.3: Ergebnisse Messreihe 2: \dot{m}_{Air} -Variation $t_{Liq,Evap-Cond,in} = 5^{\circ}C$, $t_{Air,Evap-Cabin,in} = 40^{\circ}C$, \dot{m}_{Ref} variabel

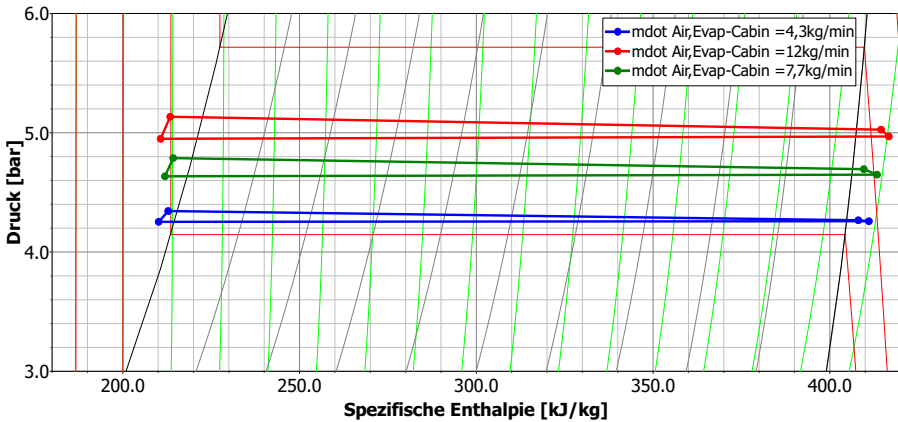


Abbildung C.5: Darstellung von Messreihe 2 im $\log(p),h$ -Diagramm: Variation des Luftmassenstroms am Verdampfer ($\dot{m}_{\text{Air, Evap-Cabin}}$) und gleichzeitige Anpassung des Kältemittelmassenstroms auf eine Überhitzung von 5 K

Die Ergebnisse zeigen, dass sich gegenüber der ersten Messreihe mit einem Kältemittelmassenstrom von $16,3 \text{ g/s}$ ein Enthalpiestrom von über 3 kW übertragen lässt. Bezüglich der übertragbaren Leistung und der hierfür erforderlichen elektrischen Leistung erweist sich das Überhitzen der Kältemittels am Austritt des Verdampfers als vorteilhaft. Dies wird bei der Gegenüberstellung beider Messreihen bei gleichen Messrandbedingungen deutlich. Bei einer Temperaturspreizung von 35 K zwischen Wärmequelle und -senke und identischem Luftmassenstrom (Messung 2 von Messreihe 1 und Messung 1 von Messreihe 2), kann der Kältemittelmassenstrom infolge des vollständigen Verdampfens des Kältemittels um ca. 18 % gesenkt werden, wobei sich die übertragene Kälteleistung nur um ca. 2 % verringert. Dieser hat jedoch zur Folge, dass sich der Wärmeübergang im Verdampfer aufgrund der geringeren Strömungsgeschwindigkeiten verschlechtert, was sich bei gleichen Randbedingungen an der allgemein höheren mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz an Kondensator und Verdampfer zeigt. Der Einsatz einer Überhitzungsregelung erscheint daher, trotz möglicher Verringerung des Kältemittelmassenstroms, als nicht sinnvoll. Für die im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Anwendung wird daher ein konstanter Kältemittelmassenstrom angenommen, welcher in einer Größenordnung ausfällt, dass das Kältemittel bei Durchströmen des Verdampfers nicht vollständig verdampft.

C.2 Simulation des zweiphasigen Sekundärkreislaufs

Für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten und die spätere Integration in das unter 3.5 vorgestellte Gesamtsystem, wird der vermessene Sekundärkreislauf mittels der Programmiersprache Modelica und der Modelldatenbank TIL entsprechend dem Schaltbild in Abbildung C.1 in ein Simulationsmodell überführt. Da sich das vollständige Verdampfen des Kältemittels wegen des schlechteren Wärmeübergangs in der gasförmigen Phase als unvorteilhaft erwiesen hat, erfolgt die Modellvalidierung ebenfalls anhand von Messreihe 1.

Die Teilmodelle der Simulation werden geometrisch an die im Prüfstand verwendeten Komponenten angepasst. Im Falle der Kältemittelpumpe wird ein Pumpenmodell der TIL-Bibliothek eingesetzt, welchem den in der Messung eingestellten Massenstrom vorgegeben wird und welches die dissipativen Verluste über einen konstanten Wirkungsgrad berücksichtigt. Der im Prüfstand eingesetzte PKW-Verdampfer wird mit Hilfe eines Modells eines Flachrohrwärmeübertragers und den entsprechenden geometrischen Daten repräsentiert, gleiches gilt für die verbauten Kältemittelleitungen und den Kältemittelsammler. Ein Plattenwärmeübertrager dient der Abfuhr der durch den zweiphasigen Kreislauf aufgenommenen Wärme an den Sekundärkreislauf des Prozessthermostaten. Dieser wird aufgrund nicht vorhandener geometriebasierter Modelle vereinfachend basierend auf einem Gegenstrom-Rohrbündelwärmeübertrager dargestellt. Die wesentlichen Simulationsparameter der einzelnen Komponenten finden sich unter D.2.

In Abbildung C.6 sind die bereits diskutierten Ergebnisse der Messreihe 1 und die mit Hilfe des Simulationsmodells erzeugten Daten dargestellt. Der Vergleich von gemessenen und simulierten Daten zeigt, dass bei niedrigem Temperaturniveau (hier 2°C) eine geringfügige Unterschätzung der Kondensations- bzw. Verdampfungsdrücke bzw. -temperaturen einstellt. Die maximalen Abweichungen liegen hier bei $\Delta p_{sim} = -0,05\text{bar}$ und $\Delta T_{sim} = -0,8\text{K}$. Bei Simulation höherer Rückkühltemperaturen und damit der Verschiebung des gesamten Druckniveaus des Kältemittelkreislaufes fallen die simulierten Kondensations- und Verdampfungstemperaturen höher aus. Die Leistungsfähigkeit des Sekundärkreislaufs wird demnach bei höheren Temperaturniveaus unterschätzt, die maximale Abweichung liegt hier bei $\Delta p_{sim} = -0,1\text{bar}$ und $\Delta T_{sim} = 1,2\text{K}$.

Der in der Messung erkennbare Einfluss des Wärmeeintrages durch die Rohrleitung zwischen Verdampfer und Kondensator wird allgemein von der Simulation unterschätzt. Da dieser u.a. auf im Prüfstand verbaute Schaugläser zurückzuführen ist, welche nicht isoliert werden konnten, ist dieser Einfluss für eine Anwendung im Fahrzeug jedoch vernachlässigbar.

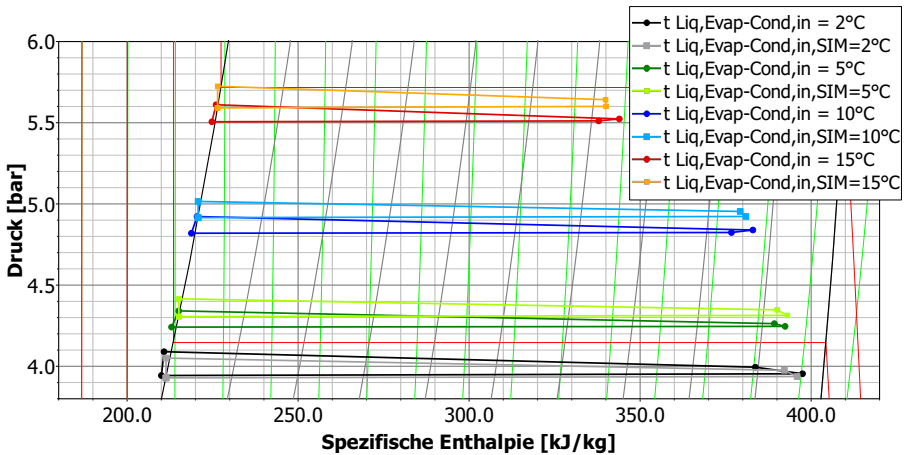


Abbildung C.6: Vergleich von Messreihe 1 und den Ergebnissen der Simulation (SIM) des zweiphasigen Sekundärkreislaufes

Fazit

Die Messungen zeigen, dass sich mit Hilfe eines zweiphasigen Sekundärkreislaufes, unter Einsatz geringer hydraulischer Pumpenleistungen, hohe Enthalpieströme übertragen lassen. Der Einsatz einer Kältemittelpumpe ermöglicht weiterhin das Regeln der Übertragungsleistung, wodurch sich für den Einsatz in einer mobilen Adsorptionskälteanlage die Möglichkeit der Kopplung bzw. Entkopplung der Kälteanlage vom Klimatisierungsbetrieb bzw. die Möglichkeit der Leistungsregelung ergibt. Aufgrund der mangelnden Verfügbarkeit von hermetischen Kältemittelpumpen für den hier angedachten Verwendungszweck musste auf eine Dosierpumpe mit äußerst geringem Pumpenwirkungsgrad zurückgegriffen werden. Die während den Messungen aufgezeichneten elektrischen Leistungen sind daher nicht repräsentativ. Alternativ wurden anhand der berechneten hydraulischen Leistungen und eines angenommenen Pumpenwirkungsgrades von 10 % für alle Messungen elektrische Pumpenleistung im Bereich unter 10 W ermittelt.

Die anhand der simulativen Auswertung ermittelten Koeffizienten für den kältemittelseitigen Wärmeübergang (ca. $2500 \text{ W/m}^2\text{K}$) zeigen gegenüber den in der Literatur veröffentlichten Werten weiteres Optimierungspotenzial. Hierbei ist zu erwähnen, dass die verwendeten Wärmeübertrager für deutlich höhere Kältemittelmassenströ-

me ausgelegt sind und demnach eine geometrische Anpassung der Komponenten an den hier angedachten Verwendungszweck weiteres Optimierungspotenzial birgt.

Modellbeschreibung

D.1 Modell der Adsorptionskälteanlage

Energie- und Massebilanz einzelner Komponenten

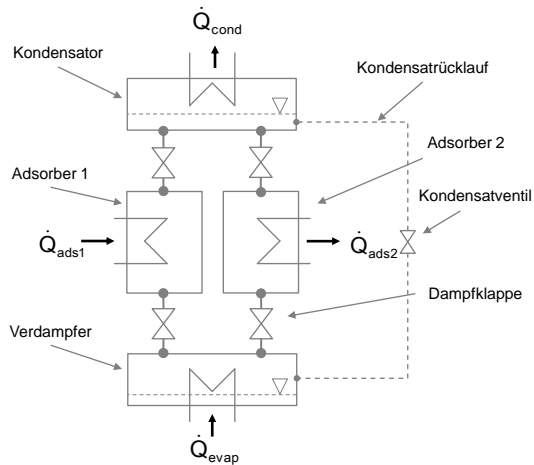


Abbildung D.1: Schematischer Aufbau einer Zwei-Kammer-Adsorptionskälteanlage

In Anlehnung an das in Abbildung D.1 dargestellte Anlagenschema einer Adsorptionskälteanlage werden im Folgenden die Energie- und Massenbilanzen der einzelnen Teilsystem aufgestellt.

a. Adsorber

Mit der integrierten trockenen Sorbensmasse (m_{sorb}) und dessen spezifischer Beladungsmenge lautet die Massenbilanz des Adsorbers:

$$m_{sorb} \frac{dx}{dt} = \dot{m}_{ref,Evap} - \dot{m}_{ref,Cond} \quad (D.1)$$

Die Energiebilanz lautet:

$$\frac{dU}{dt} = m_{sorb} \frac{du}{dt} = \dot{H}_{Evap} - \dot{H}_{Cond} - \dot{Q} \quad (D.2)$$

Geht man davon aus, dass die innere Energie des Systems allein abhängig von den Zustandsgrößen Temperatur (T) und der Kältemittelbeladung (x) ist, so erhält man bei partieller Differenzierung:

$$\frac{du}{dt} = \left(\frac{\delta u}{\delta t} \right)_x \frac{dT}{dt} + \left(\frac{\delta u}{\delta x} \right)_T \frac{dx}{dt} \quad (D.3)$$

Der linke Teil der partiellen Ableitung stellt den Anteil der inneren Energie dar, welcher der Temperaturänderung von flüssigem Kältemittel und trockenem Sorbens dient:

$$\left(\frac{\delta u}{\delta t} \right)_x \frac{dT}{dt} = c_{sorb} + x \cdot c_{ref,liq} \quad (D.4)$$

Am Beispiel des Adsorptionsvorganges beschreibt der rechte Teil des Differentials die für den Phasenwechsel abzuführende Kondensationsenthalpie des eintretenden Kältemitteldampfes ($h_{vap,ref}$) und die bei der Adsorption des in flüssiger Phase vorliegenden Kältemittels freiwerdende Bindungsenergie (h_{bond}).

$$\left(\frac{\delta u}{\delta x} \right)_T \frac{dx}{dt} = h_{ref,vap} + h_{bond} \quad (D.5)$$

b. Kondensator

In Abhängigkeit der Zustandsgrößen Temperatur und Volumen des Kältemittels lautet die Massenbilanz des Kondensators:

$$V \frac{\rho}{dt} = \dot{m}_{ref,Ads1} + \dot{m}_{ref,Ads2} - \dot{m}_{ref,feed} \quad (D.6)$$

Die Energiebilanz des Kondensators lautet:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_{ref,Ads1} \cdot h_{ref,Ads1} + \dot{m}_{ref,Ads2} \cdot h_{ref,Ads2} - \dot{m}_{ref,feed} \cdot h_{ref,feed} - \dot{Q} \quad (D.7)$$

c. Verdampfer

Analog zu den Bilanzgleichungen des Kondensators gilt für den Verdampfer:

$$V \frac{\rho}{dt} = -\dot{m}_{ref,Cond1} - \dot{m}_{ref,Cond2} - +\dot{m}_{ref,feed} \quad (D.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{dU}{dt} &= -\dot{m}_{ref,Ads1} \cdot h_{ref,Ads1} - \dot{m}_{ref,Ads2} \cdot h_{ref,Ads2} \\ &+ \dot{m}_{ref,feed} \cdot h_{ref,feed} + \dot{Q} \end{aligned} \quad (D.9)$$

Der im Prüfstand eingesetzte Verdampfer verfügt über eine automatische Kondensatrückfuhr, welche ein Trocken- bzw. Überlaufen der integrierten Kupferrohre verhindert und einen optimalen Füllstand einregelt. Der Wärmeübergang des Kältemittels Wasser auf die Rohroberfläche hängt bei den eingesetzten Microfin-Rohren stark von der Füllstandhöhe des Verdampfers ab. Für ein optimales Verhalten ist lediglich eine Benetzung der Oberfläche optimal, welche durch die Kapillarwirkung infolge der Rohroberflächenstruktur gewährleistet wird. Xia et al. haben Untersuchungen an horizontal gelagerten Microfin-Rohren unterschiedlicher Dimensionen unternommen und konnten eine Maximierung des Wärmeübergangs bei einem dimensionslosen Füllstand¹ von 0,25 identifizieren. [85] Im Falle des für die Messungen verwendeten Verdampfers wurde eine Funktion abgeleitet, anhand welcher sich der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohraußenseite in Abhängigkeit des Füllstandes² berechnen lässt. Weitere Informationen zum Betriebsverhalten des hier verwendeten Verdampfers finden sich bei Gräber [86]

$$\begin{aligned} kA &= 1100 \cdot \left(1 - e^{-0,44 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{m}_{ref,int} \cdot 2,5 \cdot 10^6}\right) + kA_{low} \quad (D.10) \\ kA_{low} &= 50 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

Bei der Beschreibung der Stofftransportes im Inneren der Adsorptionskälteanlage sind die Strömungswiderstände der Dampfströmung zur berücksichtigen. Diese sind in erste Linie auf die geringe Dichte des Kältemitteldampfes und den daraus resultierenden hohen Volumenströmen zurückzuführen. Bei der Konstruktion einer Adsorptionskälteanlage ist daher auf die richtige Dimensionierung der Strömungsquerschnitte zwischen den einzelnen Kammern zu achten, da bereits geringfügige Druckverluste das Betriebsverhalten merklich beeinträchtigen können.

In dem hier verwendeten Modell werden die Stofftransportwiderstände in Abhängigkeit der anliegenden Druckdifferenz und einer Diffusionskonstanten (i) berücksich-

¹Verhältnis Eintauchtiefe zu Rohraußendurchmesser

²Berechnung in Abhängigkeit der Massenstromdifferenz $\dot{m}_{ref,int}$

tigt. Hierbei handelt es sich vereinfachend um einen globalen Koeffizienten, welcher die Einflüsse der freien Strömungsquerschnitte von Dampfventilen und Vakuumkammern widerspiegelt und gleichzeitig das Stofftransportverhalten innerhalb des Adsorbens berücksichtigt.

$$\dot{m}_{vap, valve1} = i_{Ads-Cond} \cdot (p_{Ads} - p_{Cond}) \quad (D.11)$$

$$\dot{m}_{vap, valve2} = i_{Ads-Evap} \cdot (p_{Ads} - p_{Evap}) \quad (D.12)$$

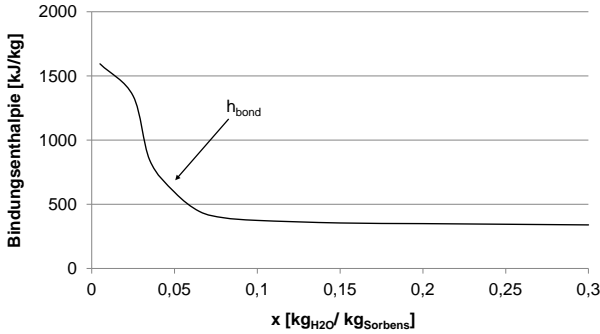


Abbildung D.2: Spezifische Bindungsenthalpie von FAM-Z02 in Abhängigkeit der Beladungsmenge nach Bales et al. [87]

Modellvalidierung

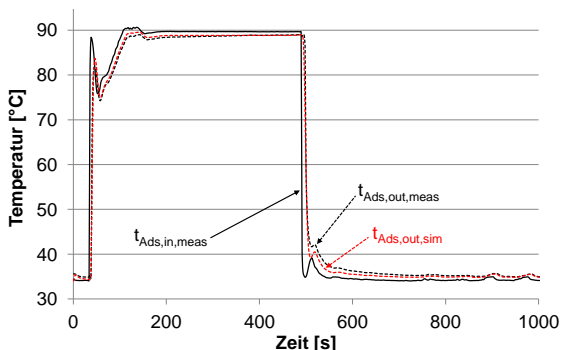


Abbildung D.3: Vergleich Messung u. Simulation Pellet-System: Ein- u. Austrittstemperaturen am Sekundärkreislauf des Adsorbers während der De- und Adsorption

D.2 Simulationsparameter des zweiphasigen Sekundärkreislaufes

1. Verdampfer

- Luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{air} = 60 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Kältemittelseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{ref} = 2500 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Wärmeleitwiderstand Aluminium: nicht berücksichtigt (10^{-10} K/W)
- Luftseitige Wärmeübertragungsfläche: $3,31 \text{ m}^2$
- Kältemittelseitige Wärmeübertragungsfläche: $0,762 \text{ m}^2$
- Luftseitiger Druckverlust: nicht berücksichtigt
- Kältemittelseitiger Druckverlust: quadratischer Einfluss des Massenstrom
 $\Delta p = 7000 \text{ Pa}$ bei $\dot{m}_{ref,nom} = 0,015 \text{ kg/s}$
- Diskretisierung: 4 Zellen

2. Kondensator

- Flüssigseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{air} = 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Kältemittelseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{ref} = 2500 \text{ W/m}^2\text{K}$

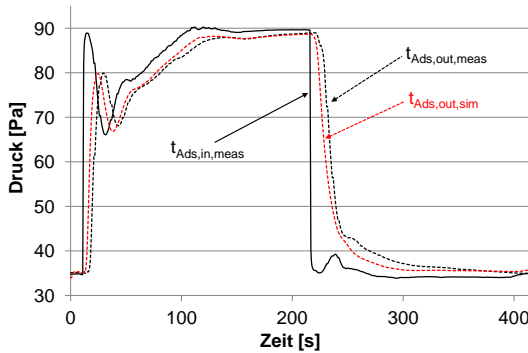


Abbildung D.4: Vergleich Messung u. Simulation beschichtetes System: Ein- u. Austrittstemperaturen am Sekundärkreislauf des Adsorbers während der De- und Adsorption

- Wärmeleitwiderstand Aluminium: nicht berücksichtigt (10^{-10} K/W)
- Flüssigseitige Wärmeübertragungsfläche: $0,456 \text{ m}^2$
- Kältemittelseitige Wärmeübertragungsfläche: $0,456 \text{ m}^2$
- Flüssigseitiger Druckverlust: nicht berücksichtigt
- Kältemittelseitiger Druckverlust: quadratischer Einfluss des Massenstrom
 $\Delta p = 1000 \text{ Pa}$ bei $\dot{m}_{ref,nom} = 0,012 \text{ kg/s}$
- Diskretisierung: 4 Zellen

3. Kältemittelpumpe

- Eingangsparameter: \dot{m}_{ref}
- Hydraulischer Wirkungsgrad: 10 %

4. Kältemittelleitungen

Verbindung zw. Verdampfer u. Kondensator:

- Wandstärke: $0,001 \text{ m}$
- Innendurchmesser: $0,008 \text{ m}$
- Gesamtlänge: $0,7 \text{ m}$
- Kältemittelseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{ref} = 1500 \text{ W/m}^2\text{K}$,
 Wärmeeintrag über Schaugläser berücksichtigt

- Luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{Air} = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Kältemittelseitiger Druckverlust: quadratischer Einfluss des Massenstroms $\Delta p = 4500 \text{ Pa}$ bei $\dot{m}_{ref,nom} = 0,012 \text{ kg/s}$

Weitere Verbindungen:

- Wandstärke: $0,001 \text{ m}$
- Innendurchmesser: $0,008 \text{ m}$
- Gesamtlänge: $1,9 \text{ m}$
- Kältemittelseitiger Druckverlust: Korrelation von Konakov für glatte Rohre
- Kältemittelseitiger Wärmeübergangskoeffizient: nicht berücksichtigt aufgrund von Isolierung

5. Sammler

- Volumen: $V = 0,5 \text{ l}$

D.3 Eindimensionales Fahrzeugmodell

Modellbeschreibung

Grundlage für alle mechanischen und thermischen Berechnungen sind die Fahrdaten des gewählten Zyklus, welcher den transienten Verlauf der Fahrgeschwindigkeit vorgibt. Anhand dessen werden unter Einbeziehung von Fahrzeugdaten der Gesamtfahrwiderstand ($M_{gbox,drive}$) berechnet, welcher am Getriebe anliegt. Dieser berechnet sich vereinfachend anhand der Summe von Luftwiderstand (M_{air}), Rollwiderstand (M_{roll}) und dem aus der Fahrzeugbeschleunigung resultierenden Widerstand (M_{acc}):

$$M_{gbox,drive} = M_{air} + M_{roll} + M_{acc} \quad (\text{D.13})$$

Das insgesamt am Motor anliegende Drehmoment (M_{mot}) ergibt sich dann aus der gangabhängigen Momentwandlung des Getriebes (Gl.D.14) und den aus der Generator- und Kompressorleistung resultierenden Drehmomenten (Gl.D.15). Den einzelnen Gängen des hier zugrunde gelegten 6-Gang-Getriebes sind entsprechende Geschwindigkeitsintervalle zugeordnet.

$$M_{mot,drive} = M_{gbox,drive} \cdot (\eta_{gbox} \cdot i_{gbox})^{-1} \quad (\text{D.14})$$

$$M_{mot} = M_{mot,drive} + M_{gen} + M_{comp} \quad (\text{D.15})$$

Das Drehmoment des Kompressors resultiert aus den jeweiligen Leistungsanforderungen der Fahrzeugklimatisierung und der vorliegenden Motordrehzahl. Die mechanische Generatorleistung ergibt sich aus dem elektrischen Energiebedarf des Bordnetzes und wird über ein Wirkungsgradkennfeld in Abhängigkeit von Motordrehzahl und jeweiliger Stromstärke bestimmt. Auf diese Weise ist es möglich, die Auswirkungen der Veränderung des elektrischen Energiebedarfs über die gesamte Wirkungsgradkette auf den Kraftstoffverbrauch zurückzuführen.

Die für den Vortrieb erforderliche Leistung berechnet sich mittels Motordrehzahl und anliegendem Drehmoment über:

$$P_{mot,drive} = n_{mot} \cdot m_{mot,drive} \cdot 2 \cdot \pi \quad (D.16)$$

Die für gesamte erforderliche Motorleistung für die Bereitstellung der Klimatisierung und der Versorgung des elektrischen Bordnetzes liefert Gleichung D.17:

$$P_{ges,mot} = P_{drive} + P_{Gen} + P_{Comp} \quad (D.17)$$

Die Berechnung der für die Systembewertung benötigten Abgasenthalpieströme erfolgt auf Basis eines Motorkennfeldes, welches die Abgastemperatur am Austritt des Abgasturboladers in Abhängigkeit von Motordrehmoment und -drehzahl wiedergibt. Die hinterlegten Daten basieren auf Prüfstandsmessungen an einem Vierzylinder Ottomotor der Volkswagen AG. Für das Bestimmen der Abgasenthalpieströme wird ein weiteres Kennfeld ausgelesen, welches den lastabhängigen Kraftstoffmassenstrom des gewählten Motors ermittelt. Unter der Annahme vollständiger stöchiometrischer Verbrennung errechnet sich über den Mindestluftbedarf (Air_{min})³ der Abgasmassestrom (\dot{m}_{Ex}) am Austritt des Motors über:

$$\dot{m}_{ex} = Air_{min} \cdot \dot{m}_{fuel} \quad (D.18)$$

Der Abgasenthalpiestrom resultiert unter Vernachlässigung von Druckenergie und kinetischer Energie dann aus:

$$\dot{H}_{ex} = c_{p,ex} \cdot \dot{m}_{ex} \cdot t_{ex} \quad (D.19)$$

Für eine detaillierte thermodynamische Bewertung des Energieumsatzes von Verbrennungsmotoren ist das Heranziehen parametrisierter Motordaten, welche aus Motorprüfstandsmessungen stammen, sicherlich nur begrenzt aussagefähig. Da die vorliegende Arbeit jedoch das Ziel verfolgt, die Machbarkeit und das grundsätzliche

³14,545 kg_{air}/kg_{fuel} für Superkraftstoff

Zusammenspiel der beteiligten Teilsystem zu beleuchten, wird diese Unschärfe im Hinblick auf die anwachsende Systemkomplexität in Kauf genommen.

Modellparameter

- abgasseitiger Wärmeübergangskoeffizient als Funktion des Abgasmassenstroms:

$$\alpha A := 43691 \cdot m_{Ex}^2 + 309,13 \cdot m_{Ex} + 27,35 \quad (D.20)$$

- flüssigseitiger Wärmedurchskoeffizient: 50 W/K

Modellvalidierung

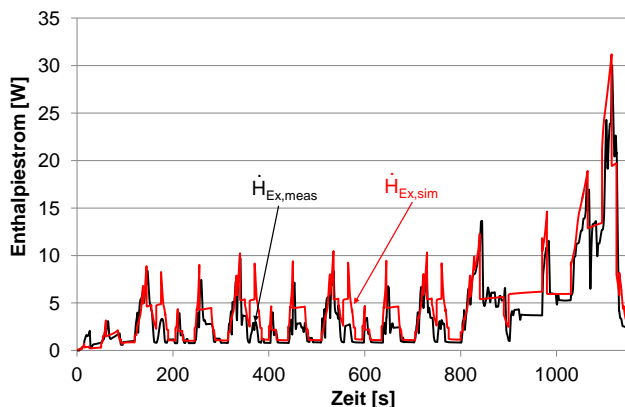


Abbildung D.5: Vergleich von gemessenem und simuliertem Enthalpiestrom am Austritt des Katalysators

D.4 Simulationsparameter Kühlerpaket Vorderwagen

Rückkühlwerk Adsorptionskältenlage

- Maße Rückkühler: Breite $0,3 \text{ m}$, Höhe $0,25 \text{ m}$, Tiefe $0,028 \text{ m}$
- luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient Rückkühler: $150 \text{ W/m}^2\text{k}$
- flüssigseitiger Wärmeübergangskoeffizient Rückkühler: $2000 \text{ W/m}^2\text{k}$

- Maße Verdampfer $R - 134a$: Breite 0,24 m, Höhe 0,25 m, Tiefe 0,03 m
- Anzahl Flachrohre Verdampfer $R - 134a$: 22
- luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient Verdampfer $R - 134a$: $150 \text{ W/m}^2\text{K}$
- flüssigseitiger Wärmeübergangskoeffizient Verdampfer $R - 134a$: $2500 \text{ W/m}^2\text{K}$
- luftseitiger Druckverlust: 150 Pa bezogen auf 0,1 kg/s
- kältemittelseitiger Druckverlust: Konakov
- Pumpe Sekundärkreislauf Rückkühler: 0,19 kg/s, $\Delta p = 0,47 \text{ bar}$, $E_{el} = 45 \text{ W}$
- Pumpe Sekundärkreislauf Abgaswärmeübertrager: 0,21 kg/s, $\Delta p = 0,35 \text{ bar}$, $E_{el} = 35 \text{ W}$
- Pumpe zweiphasiger Sekundärkreislauf: 0,03 kg/s, $\Delta p = 0,06 \text{ bar}$, $E_{el} = 5 \text{ W}$
- 3/2-Wege-Ventile: 6 W je Schaltvorgang

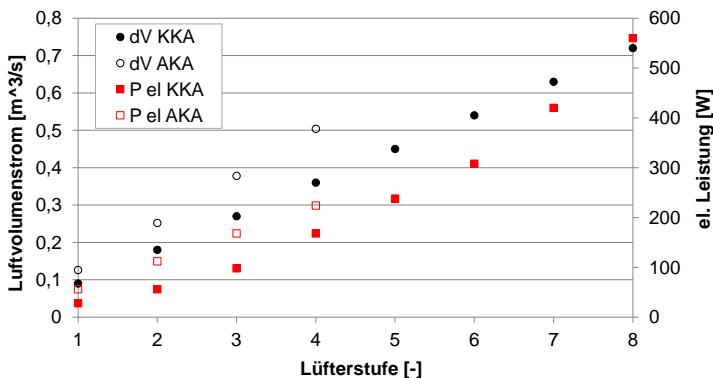


Abbildung D.6: Angenommener Volumenstrom und elektrische Leistung der Lüfter im Vorderwagen von Kompressions- und Adsorptionskälteanlage bei stehendem Fahrzeug

Rückkühlwerk Kompressionskälteanlage

- Maße Verflüssiger: Breite 0,54 m, Höhe 0,33 m, Tiefe 0,016 m
- Maße Unterkühlstrecke: Breite 0,54 m, Höhe 0,04 m, Tiefe 0,016 m
- kältemittelseitiger Wärmeübergangskoeffizient Verflüssiger: $2500 \text{ W/m}^2\text{K}$
- kältemittelseitiger Wärmeübergangskoeffizient Unterkühlstrecke: $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$
- luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient Verflüssiger: Chang & Wang
- luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient Unterkühlstrecke: Chang & Wang

- Maße Verdampfer $R - 134a$: Breite $0,24\text{ m}$, Höhe $0,25\text{ m}$, Tiefe $0,06\text{ m}$
- Anzahl Flachrohre Verdampfer $R - 134a$: 22
- luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient Verdampfer $R - 134a$: $150\text{ W/m}^2\text{K}$
- flüssigseitiger Wärmeübergangskoeffizient Verdampfer $R - 134a$: $2500\text{ W/m}^2\text{K}$
- luftseitiger Druckverlust Verdampfer $R - 134a$: 300 Pa bezogen auf $0,1\text{ kg/s}$
- kältemittelseitiger Druckverlust Verdampfer $R - 134a$: quadratischer Einfluss des Massenstrom
 $\Delta p = 0,5\text{ bar}$ bei $\dot{m}_{ref,nom} = 0,05\text{ kg/s}$
- Hubvolumen Kompressor: 140 ccm

D.5 Simulationsmodell Deckenkühler

- Höhe: 40 mm (2 Rohrreihen) , Breite: 500 mm , Tiefe: 600 mm (30 Rohrreihen)
- Rohrrinnendurchmesser: 5 mm , Wandstärke $0,8\text{ mm}$,
Rohrabstand (beide Richtungen): 20 mm
- Lamellenstärke: $0,18\text{ mm}$, Lamellenabstand: 2 mm
- Anzahl kältemittelseitig parallel durchströmter Rohre: 5
- Anzahl kältemittelseitig seriell durchströmter Rohre: 6
- Luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{air} = 150\text{ W/m}^2\text{K}$
- Kältemittelseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{ref} = 2500\text{ W/m}^2\text{K}$
- Wärmeleitwiderstand Aluminium: nicht berücksichtigt (10^{-10} K/W)
- Luftseitiger Druckverlust: 50 Pa bezogen auf $0,1\text{ kg/s}$
- Kältemittelseitiger Druckverlust: quadratischer Einfluss des Massenstrom
 $\Delta p = 100\text{ Pa}$ bei $\dot{m}_{ref,nom} = 0,03\text{ kg/s}$
- Diskretisierung: 4 Zellen
- Luftmassenstrom: $0,1\text{ kg/s}$

D.6 Massen- und Stofftransportbilanzen beregneter Wärmeübertrager

Massenbilanz feuchte Luft:

$$\dot{m}_{Air,in} + \dot{m}_{evap} = \dot{m}_{Air,out} + \dot{m}_{cond} \quad (\text{D.21})$$

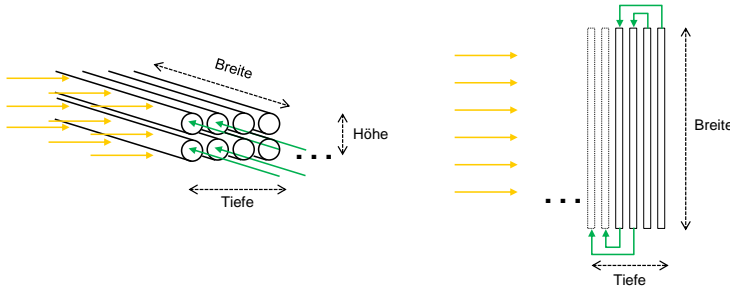


Abbildung D.7: Aufbau Simulationsmodell des Lamellen-Wärmeübertragers für die Deckenkühlung (links: Schnittdarstellung, rechts: Draufsicht)

Der verdunstenden bzw. kondensierenden Massenstrom berechnet sich anhand des Stofftransportkoeffizienten (β), der benetzten Oberfläche (A), der Dichte der feuchten Luft (ρ_{Air}) und des Wassergehalts (x_W).

$$\dot{m}_{evap} = \beta \cdot A \cdot \rho_{Air} \cdot (x_{W,sat} - x_W) \quad (D.22)$$

$$\dot{m}_{cond} = \beta \cdot A \cdot \rho_{Air} \cdot (x_W - x_{W,sat}) \quad (D.23)$$

mit:

$$\beta = \frac{\alpha}{Le^{\frac{2}{3}} \cdot c_p \cdot \rho_{Air}} \quad (D.24)$$

Energiebilanz feuchte Luft:

$$\begin{aligned} \dot{H}_{Air,out} - \dot{H}_{Air,in} &= \dot{Q}_{Air} \\ &= \dot{m}_{drAir} \cdot (c_{p,drAir} \cdot t_{Air} + x_W \cdot (c_{p,vap} \cdot t_{Air} + \Delta h_v)) \end{aligned} \quad (D.25)$$

Massenbilanz Wasserfilm:

$$\dot{m}_{film,in} - \dot{m}_{film,out} = \dot{m}_{evap} - \dot{m}_{cond} \quad (D.27)$$

Energiebilanz Wasserfilm:

$$\dot{H}_{film,out} - \dot{H}_{film,in} = \dot{Q}_{film} - \dot{Q}_{Air} \quad (D.28)$$

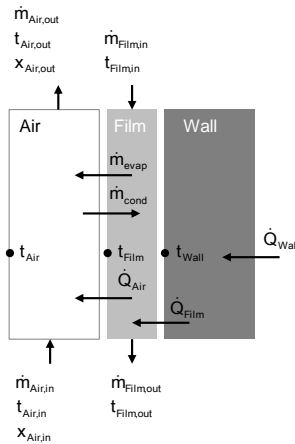


Abbildung D.8: Darstellung des Wärme- und Stofftransports zwischen feuchter Luft, Wasserfilm und Wärmeübertragerwand

D.7 Modellparameter bereegneter Wärmeübertrager

Modellparameter für einen von insgesamt zwei identischen Flachrohr-Wärmeübertragern:

- Höhe: 250 mm (2 Rohrreihen) , Breite: 300 mm, Tiefe: 28 mm (25 Rohrreihen, parallel durchströmt)
- luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{air} = 150 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
- flüssigseitiger Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha_{ref} = 2000$
- kältemittelseitiger Druckverlust: quadratischer Einfluss des
- Wärmeleitwiderstand Aluminium: nicht berücksichtigt (10^{-10} K/W)
- Luftmassenstrom: Berechnung in Abhängigkeit der Lüfterleistung und der Fahrgeschwindigkeit

Gesamtsystembewertung

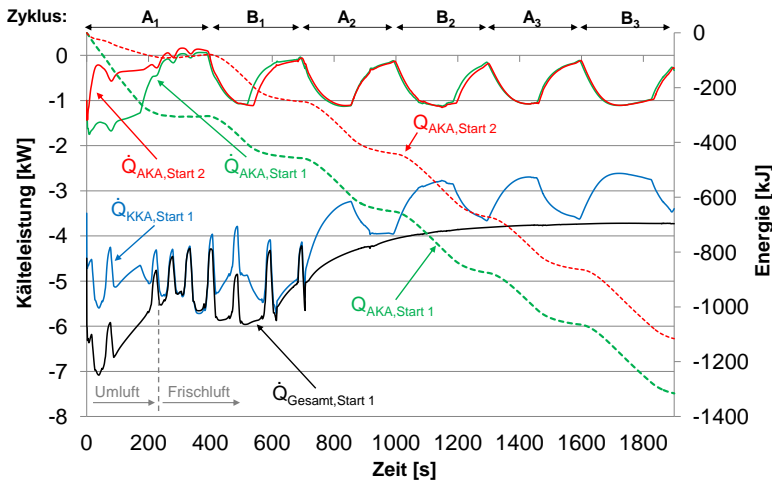


Abbildung E.1: Kälteleistung und aufgenommene Wärmemenge von (Coated-)Adsorptions- und Kompressionskälteanlage im Verlauf des BS-Wob-Zyklus ($t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$, Start 2: $x_{1,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$

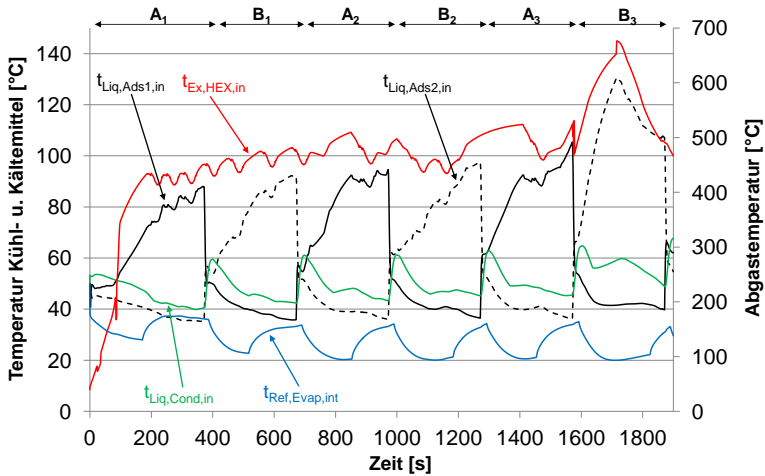


Abbildung E.2: Temperaturverlauf an der Adsorptionskälteanlage (beschichteter Adsorber) im Verlauf des BS-Wob-Zyklus ($t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$, $x_{2,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$

Nomenklatur

Lateinische Symbole

a	Jahr	P	Mechanische Leistung
A	Fläche	Q	Wärme
COP	COP	U	Innere Energie
d	Durchmesser	PID	PID-Regler
E	Exergie	Pr	Prandtlzahl
GWP	Global Warming Potential	\dot{Q}	Wärmestrom
H	Enthalpie	Re	Reynoldszahl
H	Kolbenhub	S	Entropie
i	Übersetzungsverhältnis	$SAPO$	Silicoaluminiumphosphat
i	Stofftransportkonstante	t	Temperatur in $^{\circ}C$
m	Masse	t	Zeit
M	Molare Masse	T	Temperatur in K
\dot{m}	Massenstrom	TL	Teillast
MOF	Metal Organic Framework	\dot{V}	Volumenstrom
$MPET$	Multiport Extruded Tubes	W	Arbeit
n	Stoffmenge	v	Geschwindigkeit
n	Motordrehzahl	VKM	Verbrennungskraftmaschine
Nu	Nusseltzahl	VL	Volllast
p	Druck	x	spez. Kältemittelbeladung

Griechische Symbole

α	Wärmedurchgangskoeffizient	φ	rel. Feuchte
β	Stofftransportkoeffizient	ρ	Dichte
ε	Leistungszahl	ζ	Widerstandsbeiwert
η	Wirkungsgrad		

Indizes

<i>acc</i>	Beschleunigung	<i>interior</i>	Interieur
<i>ads</i>	Adsorber, adsorbiert	<i>K</i>	Kolben
<i>air</i>	Luft	<i>KAT</i>	Katalysator
<i>alt</i>	alternativ	<i>konv</i>	konventionell
<i>amb</i>	Umgebung	<i>liq</i>	flüssig, Flüssigkeit
<i>ATL</i>	Abgasturbolader	<i>meas</i>	Messung, gemessen
<i>bond</i>	Stoffbindung	<i>mech</i>	mechanisch
<i>BR</i>	Brennstoff	<i>mot</i>	Motor
<i>Cabin</i>	Fahrzeugkabine	<i>nom</i>	nominal
<i>Comp</i>	Kältemittelverdichter	<i>prod</i>	produziert
<i>cond</i>	Kondensator, kondensiert	<i>recool</i>	Rückkühlung
<i>des</i>	Desorption, desorbiert	<i>ref</i>	Kältemittel
<i>DPF</i>	Dieselpartikelfilter	<i>roll</i>	Rollreibung
<i>drAir</i>	trockene Luft	<i>S</i>	gesättigt, Sättigungszustand
<i>eff</i>	effektiv	<i>Sat</i>	gesättigt, Taupunkt
<i>el</i>	elektrisch	<i>sim</i>	Simulation, simuliert
<i>evap</i>	Verdampfer, verdampft	<i>solar</i>	Sonneneinstrahlung
<i>ex</i>	Abgas	<i>sorb</i>	Sorbens
<i>feed</i>	Zufuhr	<i>Spray</i>	Sprühwasser
<i>Film</i>	Wasserfilm	<i>subcool</i>	unterkühlt
<i>fin</i>	Lamelle	<i>th</i>	thermisch
<i>Fuel</i>	Kraftstoff	<i>Trim</i>	Karosserie
<i>Gbox</i>	Getriebe	<i>tube</i>	Rohr
<i>Gen</i>	el. Generator	<i>valve</i>	Ventil
<i>ges</i>	gesamt	<i>vap</i>	Dampf, verdampft
<i>h</i>	Kolbenhub	<i>W</i>	Wasser
<i>HEX</i>	Abgaswärmeübertrager	<i>Wall</i>	Wand, thermische Masse
<i>HWK</i>	Hauptwasserkühler	<i>x</i>	Wassermenge
<i>initial</i>	Initial- bzw. Startwert	<i>zyklus</i>	Zyklusdauer
<i>int</i>	intern		

Abbildungsverzeichnis

1.1	Funktionsweise einer Absorptionskälteanlage (Stoffpaarung z.B. Lithiumbromid-Wasser)	4
1.2	Absorptionskälteanlage mit einem Adsorber: Funktionsweise und Darstellung der Wärmeströme im Zyklusverlauf	5
1.3	Absorptionskälteanlage mit zwei Adsorbern: Funktionsweise und Darstellung der Wärmeströme im Zyklusverlauf	6
1.4	Darstellung der Adsorptionsisothermen für 35 °C von ausgewählte Adsorbentien in Abhängigkeit des relativen Druckes (Randbedingungen der relativen Drücke $p_{rel,min}$, $p_{rel,max}$: Adsorptionstemperatur: 35 °C, Kondensationstemperatur 35 °C, Desorptionstemperatur: 90 °C) [15], [14], [24], [25]	10
2.1	Effektiver Wirkungsgrad in Abhängigkeit der mittleren Kolbengeschwindigkeit bei Otto- und Diesel-Saugmotoren nach Pischinger et al. [51]	20
2.2	Aufteilung des Brennstoffenergiestromes bei Dieselmotoren (a) und Ottomotoren (b) in Abh. des effektiven Mitteldruckes, bzw. für Ottomotoren bei Vollast in Abh. der Drehzahl (c) nach Pischinger et al. [51]	22
2.3	Aufteilung der Energieströme an einem Dieselmotor (a) und einem Ottomotor (b) in Abhängigkeit konstanter Fahrgeschwindigkeiten: Darstellung von effektiver Motorleistung (P_{eff}), dem durch das Motorgehäuse aufgenommenen Wärmestrom (\dot{Q}_{wall}) und der Enthalpiestromdifferenz zw. ausgestoßenem Abgas und angesaugter Umgebungsluft ($\dot{H}_{Ex} - \dot{H}_{Amb}$)	23
2.4	Schematischer Aufbau des Abgasstranges von Otto- und Dieselmotor	24

2.5	Vergleich der Abgastemperaturen von Dieselmotor (a) und Ottomotor (b) am Austritt des Abgasturboladers ($t_{Ex,ATL,aus}$), am Austritt des Dieselpartikelfilters bzw. am Austritt des Katalysators ($t_{Ex,KAT,aus}$) in Abhängigkeit konstanter Fahrgeschwindigkeiten	25
2.6	Vergleich der effektiven Motorleistung (P_{eff}), des maximal nutzbaren Anteils des Abgasenthalpiestroms ($\dot{Q}_{Ex,max}$) und des nutzbaren Exergiestroms ($\dot{E}_{Ex,max}$) von Diesel- (a) und Ottomotor (b) bei konstanten Fahrgeschwindigkeiten	26
2.7	Geschwindigkeitsprofil des NEFZ und gemessene Abgastemperatur am Austritt des Katalysators ($t_{Ex,KAT,aus}$) eines Ottomotors	27
2.8	Geschwindigkeitsprofil des NEFZ und gemessene Abgastemperatur am Austritt des Partikelfilters ($t_{Ex,DPF,aus}$) eines Dieselmotors . . .	28
2.9	Maximal nutzbarer Exergiestrom ($\dot{E}_{Ex,max}$) und maximal nutzbarer Anteil $\dot{H}_{Ex,max}$ des Abgasenthalpiestromes eines aufgeladenen 4-Zylinder Ottomotors im Verlauf des NEFZ	29
2.10	Schema des Kühlkreislaufs eines aufgeladenen Pkw-Motors, durchgezogene Linie: kleiner Kreislauf, gestrichelte Linie: großer Kreislauf, gepunktete Linie: Niedertemperaturkreislauf	30
2.11	Gegenüberstellung von effektiver Motorleistung (P_{eff}) und im Motor-kühlkreislauf verfügbarer Enthalpie- und Exergieströme ($\dot{H}_{LiQ,HWK}$, $\dot{E}_{LiQ,HWK}$) eines Diesel- (a) und eines Ottomotors (b) bei konstanten Fahrgeschwindigkeiten	31
2.12	Kühlmitteltemperatur am Eintritt des Hauptwasserkühlers ($t_{LiQ,HWK,ein}$) eines Ottomotors im Verlauf des NEFZ	32
2.13	Verfügbarer Enthalpie- und Exergiestrom ($\dot{H}_{LiQ,HWK}$, $\dot{E}_{LiQ,HWK}$) im Kühlmittelkreislauf eines Ottomotors im Verlauf des NEFZ	32
3.1	Anlagenkonzept einer Zwei-Kammer Adsorptionskälteanlage mit Anbindung an einen Abgaswärmeübertrager: a) Desorption Adsorber 1, b) Desorption Adsorber 2	38
3.2	Darstellung erzielbarer Beladungsbreiten (Δx) anhand der 40°C-, der 55°C-Adsorptionsisotherme und der 90°C-Desorptionsisotherme in Abhängigkeit des relativen Druckes (p_{rel}); Δx_1 und Δx_2 : Einfluss der Rückkühltemperaturen ($p_{rel,min,1}$, $p_{rel,max,1}$: $t_{Ads} = t_{Cond} = 35^\circ C$; $p_{rel,min,2}$, $p_{rel,max,2}$: $t_{Ads} = t_{Cond} = 40^\circ C$, Desorptionstemperatur $t_{Des} = 90^\circ C$, Verdampfertemperatur: $t_{Evap} = 10^\circ C$; Δx_3 : Einfluss der Verdampfertemperatur ($p_{rel,max,3}$ bei $t_{Evap} = 5^\circ C$); [25]	40

3.3	Luftseitig serielle Verschaltung der Verdampfer von Kompressions- (links) und Adsorptionskälteanlage (rechts) in der Fahrzeugkabine .	43
3.4	Klimatisierungssystem für einen PKW, bestehend aus einer mechanisch betriebenen Kompressionskälteanlage (KKA) und einer abgasbetriebenen Adsorptionskälteanlage (AKA)	45
3.5	Schematische Darstellung des simultanen Betriebs von Kompressions- (KKA) und Adsorptionskälteanlage (AKA) bei thermisch stationärem Zustand der Fahrzeugkabine	45
4.1	Aufbau der prototypischen Adsorberkammern: a) Vakuumkammer mit Flanschverbindung zum Verdampfer, b) Anordnung Adsorptionswärmeübertrager innerhalb des Vakuumgehäuses, c) Aufbau Flachrohrwärmeübertrager mit Lamellen, d) Rohrabschnitt mit Lamellen und Zeolith-Schüttung in Lamellenzwischenräumen (blau: Kältemitteldampf, orange: Sekundärmedium) [69]	48
4.2	Schematischer Aufbau des Adsorberprüfstandes für die Vermessung der Zyklen Desorption (a) und Adsorption (b), HT: Hochtemperaturkreislauf, MT: Mitteltemperaturkreislauf, NT: Niedertemperaturkreislauf	50
4.3	Gemessener Temperaturverlauf an Ein- und Austritt des Sekundärkreislaufes des Pellet-Adsorbers (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C , Desorptionstemperatur 90°C , Kondensationstemperatur 35°C , Verdampfertemperatur 10°C)	52
4.4	Am Sekundärkreislauf des Pellet-Adsorbers bilanzierte Enthalpiestromdifferenz ($\dot{H}_{Ads, meas}$), bilanzierte Energiemenge ($H_{Ads, meas}$) und gemessener interner Druckverlauf ($p_{Ads, meas}$) (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C , Desorptionstemperatur 90°C , Kondensationstemperatur 35°C , Verdampfertemperatur 10°C)	53
4.5	Messung Pellet-Adsorber: Am Sekundärkreislauf des Verdampfers bilanzierte Enthalpiestromdifferenz ($\dot{H}_{Evap, meas}$), bilanzierte Energiemenge ($H_{Evap, meas}$) und gemessener interner Druckverlauf ($p_{Evap, meas}$), (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C , Desorptionstemperatur 90°C , Kondensationstemperatur 35°C , Verdampfertemperatur 10°C)	54
4.6	Gemessener Temperaturverlauf an Ein- und Austritt des Sekundärkreislaufes des beschichteten Adsorbers (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur 35°C , Desorptionstemperatur 90°C , Kondensationstemperatur 35°C , Verdampfertemperatur 10°C)	54

4.7	Am Sekundärkreislauf des beschichteten Adsorbers bilanzierte Enthalpiestromdifferenz ($\dot{H}_{Ads,meas}$), bilanzierte Energiemenge ($H_{Ads,meas}$) und gemessener interner Druckverlauf ($p_{Ads,meas}$), (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur $35^{\circ}C$, Desorptionstemperatur $90^{\circ}C$, Kondensationstemperatur $35^{\circ}C$, Verdampfertemperatur $10^{\circ}C$)	55
4.8	Messung beschichteter Adsorber: Am Sekundärkreislauf des Verdampfers bilanzierte Enthalpiestromdifferenz ($\dot{H}_{Evap,meas}$), bilanzierte Energiemenge ($H_{Evap,meas}$) und gemessener interner Druckverlauf ($p_{Evap,meas}$), (Randbedingungen: Adsorptionstemperatur $35^{\circ}C$, Desorptionstemperatur $90^{\circ}C$, Kondensationstemperatur $35^{\circ}C$, Verdampfertemperatur $10^{\circ}C$)	55
4.9	Gegenüberstellung gemessener und mittels Fitfunktion berechneter Adsorptionsisothermen von FAM-Z02 für $40^{\circ}C$, $55^{\circ}C$ und $90^{\circ}C$ in Abhängigkeit des relativen Druckes	58
4.10	Simulationsmodell des Adsorberprüfstandes erstellt mittels Modelica und der Modelldatenbank TIL Suite	60
4.11	Vergleich Messung u. Simulation am Adsorber des Pellet-System: Am Sekundärkreislauf bilanzierter Enthalpiedifferenzstrom und simulierte Beladungsänderung während De- und Adsorption	61
4.12	Vergleich Messung u. Simulation am Adsorber des Pellet-System: Am Sekundärkreislauf bilanzierte Energiemenge während De- und Adsorption	62
4.13	Vergleich Messung u. Simulation am Verdampfer des Pellet-System: Am Sekundärkreislauf bilanzierter Enthalpiedifferenzstrom und Energiemenge während der Adsorption	62
4.14	Vergleich Messung u. Simulation am Adsorber des beschichteten System: Am Sekundärkreislauf bilanzierter Enthalpiestrom und simulierte Beladungsänderung während De- und Adsorption	63
4.15	Vergleich Messung u. Simulation am Adsorber des beschichteten System: Am Sekundärkreislauf bilanzierte Energiemenge während der De- und Adsorption	64
4.16	Vergleich Messung u. Simulation am Verdampfer des beschichteten Systems: Am Sekundärkreislauf bilanzierter Enthalpiestrom und Energiemenge während der Adsorption	65
5.1	Schematischer Aufbau des Simulationsmodells mit farblicher Kennzeichnung der Fluidkreisläufe bzw. der mechanischen Kraftübertragung	68

5.2	Aufbau des eindimensionalen Simulationsmodells des Antriebsstrangs	69
5.3	Vergleich von gemessener (meas) und simulierter (sim) Abgastemperatur am Austritt des Katalysators sowie die kumulierter Energiemenge im Verlauf des NEFZ	70
5.4	Schematischer Modellaufbau des Gegenstrom-Abgaswärmeübertragers mit temperaturgesteuerter Bypassklappe für die Temperaturregelung des Sekundärfluids	71
5.5	Dimensionsloser Luftvolumenstrom durch den Kältemittelkondensator im Vorderwagen in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Gebläsestufe	73
5.6	Flussdiagramm der Regelung des alternierenden Betriebs einer Adsorptionskälteanlage mit zwei Kammern	74
5.7	Schematischer Aufbau des thermischen Simulationsmodells der Fahrzeugkabine	76
5.8	Angenommene Starttemperaturen der thermischen Massen von Karosserie (a), Interieur (b) und Adsorptionskälteanlage (c) zu Beginn des Fahrzyklus in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der spez. Solarstrahlung	76
5.9	Vergleich von gemessener ($t_{Cabin, meas}$) und simulierter ($t_{Cabin, sim}$) mittlerer Kopfraumtemperatur bei einem Abkühlversuch eines thermisch vorkonditionierten Fahrzeugs, Umgebungstemperatur: $30^{\circ}C$, spez. Solarstrahlung: 1000 W/m^2	77
5.10	Schematischer Aufbau des Simulationsmodells des Klimagerätes (gelb: Luftführung, rot: Wärmetransport)	78
6.1	Systemvergleich: a) Paralleler Betrieb von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage, b) konventionelle PkW-Klimatisierung mittels Kompressionskälteanlage	82
6.2	Anordnung und Dimensionen der Komponenten der mobilen Adsorptionskälteanlage: a) Pellet-Adsorber, b) beschichteter Adsorber . . .	83
6.3	Kälteleistung und aufgenommene Energiemenge von (Pellet-)Adsorptions- und Kompressionskälteanlage bei konstanter Fahrgeschwindigkeit ($v_{Fahrzeug} = 50 \text{ km/h}$, $t_{Umgebung} = 30^{\circ}C$, $\dot{q}_{Solar} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1, Start} = 0.17 \text{ kg/kg}$, Start 2: $x_{1, Start} = 0.28 \text{ kg/kg}$	85

- 6.4 Kälteleistung und aufgenommene Wärmemenge von (beschichteter) Adsorptions- und Kompressionskälteanlage bei konstanter Fahrgeschwindigkeit ($v_{\text{Fahrzeug}} = 50 \text{ km/h}$, $t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$, Start 2: $x_{1,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$ 86
- 6.5 Temperaturverlauf an der beschichteten Adsorptionskälteanlage bei konstanter Fahrgeschwindigkeit ($v_{\text{Fahrzeug}} = 50 \text{ km/h}$, $t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$, $x_{2,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$ 87
- 6.6 Geschwindigkeitsprofile von Normzyklen: Neuer Europäischer Vergleichszyklus (NEFZ), Federal Test Procedure (FTP 75) und Braunschweig-Wolfsburg Pendlerzyklus (BS-Wob) 90
- 6.7 Kälteleistung und aufgenommene Wärmemenge von (Coated-)Adsorptions- und Kompressionskälteanlage im Verlauf des NEFZ ($t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$, $x_{2,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$; Start 2: $x_{1,\text{start}} = x_{2,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$ 91
- 6.8 Temperaturverlauf an der Adsorptionskälteanlage (beschichteter Adsorber) im Verlauf des NEFZ ($t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,\text{start}} = 0.17 \text{ kg/kg}$, $x_{2,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$; Start 2: $x_{1,\text{start}} = x_{2,\text{start}} = 0.28 \text{ kg/kg}$ 92
- 6.9 Gegenüberstellung des elektrischen Energiebedarfes von konventionellem Klimatisierungsbetrieb (KKA) und alternativem Klimatisierungskonzept (AKA + KKA), Fahrgeschwindigkeit: 50 km/h , Fahrdauer: 20 min , „Start 1“ 93
- 6.10 Gegenüberstellung des mechanischen Energiebedarfes von konventionellem Klimatisierungsbetrieb (KKA) und alternativem Klimatisierungskonzept (AKA + KKA), Fahrgeschwindigkeit: 50 km/h , Fahrdauer: 20 min , „Start 1“ 94
- 6.11 Vergleich der Kälteleistung von Kompressions- (\dot{Q}_{KKA}) und Adsorptionskälteanlage (\dot{Q}_{AKA}) von konventionellem (konv) und alternativem (alt) Klimatisierungssystem ($v_{\text{Fahrzeug}} = 50 \text{ km/h}$, $t_{\text{umgebung}} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{\text{solar}} = 1000 \text{ W/m}^2$) 95

6.12	Vergleich von Leistungszahl (ε_{KKA}) und effektivem isentropen Verdichtungswirkungsgrad ($\eta_{Comp,eff,is}$) der Kompressionskälteanlage bei konventionellem (konv) und alternativem (alt) Klimatisierungssystem ($v_{Fahrzeug} = 50 \text{ km/h}$, $t_{umgebung} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{solar} = 1000 \text{ W/m}^2$) . . .	96
6.13	Vergleich von Leistungszahl (ε_{KKA}) und effektivem isentropem Verdichterwirkungsgrad ($\eta_{Comp,eff,is}$) der Kompressionskälteanlage bei konventionellem (konv) und alternativem (alt) Klimatisierungssystem, bzw. Variation des maximalen Hubvolumens: $V_{Komp,konv} = V_{Komp,alt} = 140\text{ccm}$, $V_{Komp,alt1} = 120\text{ccm}$, $V_{Komp,alt2} = 100\text{ccm}$; $V_{Fahrzeug} = 50 \text{ km/h}$, $t_{umgebung} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{q}_{solar} = 1000 \text{ W/m}^2$)	98
6.14	Über den Verdampfer der Adsorptionskälteanlage aufgenommene Wärmemenge (Q_{AKA}) im Verlauf des NEFZ bei Variation von $t_{umgebung}$, $\varphi_{Umgebung}$ und \dot{q}_{solar}	99
6.15	Mittlerer mechanischer Wirkungsgrad der Adsorptionskälteanlage ($\bar{\eta}_{mech,AKA}$); Variation $t_{umgebung}$, $\varphi_{Umgebung}$, \dot{q}_{solar} , Fahrzyklus: NEFZ	100
6.16	Vergleich der Gesamtwirkungsgrade von konventionellem (konv) und alternativem (alt) Klimatisierungskonzept ($\bar{\eta}_{mech,AKA}$) bei Variation von $t_{Umgebung}$, $\varphi_{Umgebung}$ und \dot{q}_{solar} , Fahrzyklus: NEFZ	101
6.17	Veränderter Kraftstoffverbrauch durch Betrieb des alternativen Klimatisierungskonzeptes im Vergleich zur konventionellen PKW-Klimatisierung bei Variation von $t_{umgebung}$, $\varphi_{Umgebung}$ und \dot{q}_{solar} , Fahrzyklus: NEFZ	102
6.18	Vorgehensweise bei der Gesamtjahresbewertung des unterstützenden Betriebs der PKW-Klimatisierung durch eine Adsorptionskälteanlage für verschiedene Klimazonen	103
6.19	Serielle (a) und parallele (b) luftseitige Verschaltung der Verdampfer von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage	106
6.20	Vergleich von Luft- (Air) und Kältemitteltemperaturen (Ref) bei serieller (seriell) und paralleler (ceiling) luftseitiger Verschaltung der Verdampfer von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage im Verlauf des NEFZ	107
6.21	Vergleich von Kälteleistung und über den Verdampfer den Adsorptionskälteanlage aufgenommenen Wärmeenergie bei serieller (seriell) und paralleler (ceiling) luftseitiger Verschaltung der Verdampfer von Adsorptions- und Kompressionskälteanlage im Verlauf des NEFZ . .	108
6.22	Vergleich von internen (int) Temperaturen und Kühlmitteltemperaturen (Liq) der Adsorptionskälteanlage bei trockener (dry) und feuchter (spray) Rückkühlung im Verlauf des NEFZ	109

6.23	Vergleich von Kälteleistung und über den Verdampfer den Adsorptionskälteanlage aufgenommenen Wärmemenge bei trockener (dry) und feuchter (spray) Rückkühlung im Verlauf des NEFZ	110
6.24	Vergleich der gemessenen Abgasenthalpieströme nach Katalysator bei einem Vierzylinder-Ottomotor (Mot1) und einem Zwölfzylinder-Ottomotor (Mot2) im Verlauf des NEFZ	112
6.25	Vergleich der Kälteleistung und der spez. Kältemittelbeladungsmengen der Adsorptionskälteanlage unter Annahme der Abwärmeleistungen eines Vierzylinder-Ottomotors (Mot1) und der eines Zwölfzylinder-Ottomotor (Mot2) im Verlauf des NEFZ	112
6.26	Vergleich der mittleren Leistungszahl, der Veränderung des Kraftstoffverbrauchs (Δm_{KS}) und der anteiligen Kälteerzeugung der Adsorptionskälteanlage (Q_{AKA}/Q_{Ges}) für die erarbeiteten Integrationskonzepte (Fahrzyklus NEFZ, $t_{amb} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 40\%$, „Start 1“)	113
B.1	Darstellung einer Audi-A6 Limousine mit möglichen Verbauorten für zusätzliche Rückkühlflächen	121
B.2	Integration eines Rückkühlers mit Axialgebläse im Bereich des Heckstoßfängers einer Audi A6-Limousine	122
B.3	Simulation der Luftströmung am Unterboden im Bereich des Heckstoßfängers	123
B.4	Typische Anordnung der Wärmeübertrager im Vorderwagen von verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeugen bei indirekter und direkter Ladeluftkühlung. a): Ladeluftkühler, b): Kältemittelkondensator, c): Hauptwasserkühler mit Axialgebläse	124
B.5	Temperatur des Wasser-Glykol-Gemisches am Austritt des NT-Kühlers im Verlauf des NEFZ-Zyklus	126
B.6	Vergleich Anordnung Wärmeübertrager: a) Kältemittelkondensator vorne, NT-Kühler hinten, b) NT-Kühler vorne, Kältemittelkondensator hinten	127
B.7	Vergleich der Temperaturverläufe für zwei verschiedene Anordnungen von Kältemittelkondensator und Niedertemperaturkühler	127
B.8	Kältemitteltemperatur und -dampfgehalt aufgetragen über die Lauflänge von Kondensations- und Unterkühlstrecke bei konventioneller Kühlerkonfiguration	128
B.9	Variante der Positionierung im Vorderwagen mittels zweier Wärmeübertrager (d) im Bereich der Nebelleuchten	129

C.1	Schematischer Aufbau des Prüfstandes zur Vermessung des zweiphasigen Sekundärkreislaufes	132
C.2	Zuordnung der Zustandspunkte zu den Systemkomponenten des zweiphasigen Sekundärkreislaufes	133
C.3	Darstellung des zweiphasigen Sekundärkreislaufes im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm	134
C.4	Darstellung von Messreihe 1 im $\text{Log}(p),h$ -Diagramm: Untersuchung des Einflusses der Verdampfertemperaturen einer Adsorptionskälteanlage auf die Übertragungsleistung des zweiphasigen Sekundärkreislaufes durch Variation der Vorlauftemperatur ($t_{\text{Liq,Evap-Cond,in}}$) der Wärmesenke	136
C.5	Darstellung von Messreihe 2 im $\text{log}(p),h$ -Diagramm: Variation des Luftmassenstroms am Verdampfer ($\dot{m}_{\text{Air,Evap-Cabin}}$) und gleichzeitige Anpassung des Kältemittelmassenstroms auf eine Überhitzung von 5 K	138
C.6	Vergleich von Messreihe 1 und den Ergebnissen der Simulation (SIM) des zweiphasigen Sekundärkreislaufes	140
D.1	Schematischer Aufbau einer Zwei-Kammer-Adsorptionskälteanlage .	143
D.2	Spezifische Bindungsenthalpie von FAM-Z02 in Abhängigkeit der Beladungsmenge nach Bales et al. [87]	146
D.3	Vergleich Messung u. Simulation Pellet-System: Ein- u. Austrittstemperaturen am Sekundärkreislauf des Adsorbers während der De- und Adsorption	147
D.4	Vergleich Messung u. Simulation beschichtetes System: Ein- u. Austrittstemperaturen am Sekundärkreislauf des Adsorbers während der De- und Adsorption	148
D.5	Vergleich von gemessenem und simuliertem Enthalpiestrom am Austritt des Katalysators	151
D.6	Angenommener Volumenstrom und elektrische Leistung der Lüfter im Vorderwagen von Kompressions- und Adsorptionskälteanlage bei stehendem Fahrzeug	152
D.7	Aufbau Simulationsmodell des Lamellen-Wärmeübertragers für die Deckenkühlung (links: Schnittdarstellung, rechts: Draufsicht)	154
D.8	Darstellung des Wärme- und Stofftransports zwischen feuchter Luft, Wasserfilm und Wärmeübertragerwand	155

- E.1 Kälteleistung und aufgenommene Wärmemenge von (Coated-)Adsorptions- und Kompressionskälteanlage im Verlauf des BS-Wob-Zyklus ($t_{umgebung} = 30^{\circ}C$, $\dot{q}_{solar} = 1000\text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,start} = 0.17\text{ kg/kg}$, Start 2: $x_{1,start} = 0.28\text{ kg/kg}$ 157

- E.2 Temperaturverlauf an der Adsorptionskälteanlage (beschichteter Adsorber) im Verlauf des BS-Wob-Zyklus ($t_{umgebung} = 30^{\circ}C$, $\dot{q}_{solar} = 1000\text{ W/m}^2$), Zyklus A: Adsorption Adsorber 1 (Desorption Adsorber 2), Zyklus B: Adsorption Adsorber 2 (Desorption Adsorber 1), Start 1: $x_{1,start} = 0.28\text{ kg/kg}$, $x_{2,start} = 0.17\text{ kg/kg}$ 158

Tabellenverzeichnis

3.1	Eigenschaften der wichtigsten Kältemittel für Sorptionskälteprozesse bei $t_0 = 5^\circ C$: p_0 : Dampfdruck, ρ_0 : Dichte, Δh_0 : Verdampfungsenthalpie (Quelle: <i>Refprop</i>)	34
4.1	Spezifikation der aufgebauten prototypischen Adsorber-Module . . .	49
4.2	Ermittelte Simulationsparameter für die Charakterisierung des Pellet-Adsorbers und des beschichteten Adsorbers	65
6.1	Geometrische Daten für die Skalierung einer mobilen Adsorptionskälteanlage für die Verwendung eines Pellet- bzw. beschichteten Systems	83
6.2	Prozentuale Veränderung von Kompressorarbeit, mechanischer Arbeit des Generators und des Kraftstoffverbrauchs bei Einsatz der untersuchten Adsorberkonzepte im Vergleich zum konventionellen Klimatisierungssystem (Fahrgeschwindigkeit: 50 km/h, Fahrdauer: 20 min)	88
6.3	Einfluss des Betriebs der Adsorptionskälteanlage auf die Kompressorarbeit, die mechanische Arbeit des Generators und den Kraftstoffverbrauch im Verlauf des NEFZ und des BS-Wob-Fahrzyklus	92
6.4	Ergebnisse des über den Jahresverlauf gemittelten Effektes des unterstützenden Klimatisierungsbetriebes durch eine Adsorptionskälteanlage für die geografischen Cluster Deutschland, Nevada und Südost-China, bezogen auf den NEFZ	104
B.1	Eingangsparameter für die simulative Bewertung der Neuordnung des Kühlerpaketes	130
C.1	Übersicht und Beschreibung der am Sekundärkreislauf durchgeführten Messreihen	134

C.2 Ergebnisse Messreihe 1: Variation $t_{Liq,Evap-Cond,in}, t_{Air,Evap-Cabin,in} = 40\text{ }^{\circ}C$, $\dot{m}_{Air} = 4,3\text{ }\frac{kg}{min}$, $\dot{m}_{Ref} \approx konst$ 137

C.3 Ergebnisse Messreihe 2: \dot{m}_{Air} -Variation $t_{Liq,Evap-Cond,in} = 5\text{ }^{\circ}C$, $t_{Air,Evap-Cabin,in} = 40\text{ }^{\circ}C$, \dot{m}_{Ref} variabel 137

Literaturverzeichnis

- [1] UNFCCC SECRETARIAT: Annual European Union greenhouse gas inventory 1990 - 2009 and inventory report 2011 Submission to the UNFCCC Secretariat / European Environment Agency. 2011 (2). – Forschungsbericht. – 1053 S.
- [2] PRENNINGER, Peter ; GRYTSIV, Andry ; ROGL, Peter ; BAUER, Ernst: Thermo-Electric-Materials with better efficiencies and lower costs: a contradiction? In: *Thermoelektrik: Eine Chance für die Automobilindustrie, Band 1*. Jänsch, Daniel, 2009, S. 124–136
- [3] BELL, Lon E.: REVIEW Cooling, Heating, Generating Power, and Recovering Waste Heat with Thermoelectric Systems. In: *Science* 321 (2008), S. 1457–1461
- [4] M. HOETGER (AMOVIS GMBH): Inhaltsverzeichnis. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug (2009):Äbwärmenutzung mittels Dampfkraftprozessen - Ausführungen, Potenziale und Limitierungen*. 5. - 6.11. 2009, München, 2009
- [5] BARRAULT, S ; BENOUALI, J ; CLODIC, D: Analysis of the economic and environmental consequences of a phase out or considerable reduction leakage of mobile air conditioners. In: *Final Report 30001 Ecole des Mines de Paris/Armines* (2003), S. 53
- [6] WONG, David Shan H. ; JIA PEI CHEN, Jyh Ming C. ; CHOU, Cheng H.: Phase equilibria of water and ionic liquids [emim][PF6] and [bmim][PF6]. In: *Fluid Phase Equilibria* 194-197 (2002), S. 1089–1095
- [7] SEILER, Matthias ; SCHWAB, Peter: New working pairs for absorption chillers. In: *Process Technology* (2008), S. 23–26
- [8] YOKOZEKI, A ; SHIFLETT, M: Vapor-liquid equilibria of ammonia and ionic liquid mixtures. In: *Applied Energy* 84 (2007), Dezember, Nr. 12, S. 1258–1273. – ISSN 03062619
- [9] YOKOZEKI, A. ; SHIFLETT, Mark B.: Ammonia Solubilities in Room-Temperature Ionic Liquids. In: *Industrial & Engineering Chemistry Research* 46 (2007), Februar, Nr. 5, S. 1605–1610. – ISSN 0888–5885

- [10] YOKOZEKI, A: Theoretical performances of various refrigerant–absorbent pairs in a vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state. In: *Applied Energy* 80 (2005), April, Nr. 4, S. 383–399. – ISSN 03062619
- [11] SHIFLETT, Mark B. ; YOKOZEKI, A.: Solubility and diffusivity of hydrofluorocarbons in room-temperature ionic liquids. In: *AIChE Journal* 52 (2006), März, Nr. 3, S. 1205–1219. – ISSN 0001–1541
- [12] PALGUNADI, J ; KANG, JE ; NGUYEN, DQ ; KIM, JH: Solubility of CO₂ in dialkylimidazolium dialkylphosphate ionic liquids. In: *Thermochimica* (2009), Nr. 2008
- [13] SHIFLETT, M ; KASPRZAK, D ; JUNK, C ; YOKOZEKI, A: Phase behavior of {carbon dioxide+[bmim][Ac]} mixtures. In: *The Journal of Chemical Thermodynamics* 40 (2008), Januar, Nr. 1, S. 25–31. – ISSN 00219614
- [14] HENNINGER, S.K. ; SCHMIDT, F.P. ; HENNING, H.-M.: Water adsorption characteristics of novel materials for heat transformation applications. In: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), September, Nr. 13, S. 1692–1702. – ISSN 13594311
- [15] SCHNABEL, Lena: *Experimentelle und numerische Untersuchung der Adsorptionskinetik von Wasser an Adsorbens-Metallverbundstrukturen*, Technische Universität Berlin, Diss., 2009. – 186 S.
- [16] DAWOUD, B ; VEDDER, U ; AMER, E ; DUNNE, S: Non-isothermal adsorption kinetics of water vapour into a consolidated zeolite layer. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007), Juni, Nr. 11-12, 2190–2199. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.10.052>. – DOI 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.10.052. – ISSN 00179310
- [17] MILTKAU, T: Dynamic modeling of the combined heat and mass transfer during the adsorption/desorption of water vapor into/from a zeolite layer of an adsorption heat pump. In: *International Journal of Thermal Sciences* 41 (2002), Juli, Nr. 8, 753–762. [http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729\(02\)01369-8](http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729(02)01369-8). – DOI 10.1016/S1290-0729(02)01369-8. – ISSN 12900729
- [18] HEYDEN, Hendrik van ; MUNZ, Gunther ; SCHNABEL, Lena ; SCHMIDT, Ferdinand ; MINTOVA, Svetlana ; BEIN, Thomas: Kinetics of water adsorption in microporous aluminophosphate layers for regenerative heat exchangers. In: *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), Juni, Nr. 8-9, S. 1514–1522. – ISSN 13594311
- [19] WASZKIEWICZ, S.D. ; TIERNEY, M.J. ; SCOTT, H. S.: Development of coated, annular fins for adsorption chillers. In: *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), August, Nr. 11-12, 2222–2227. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.11.004>. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2008.11.004. – ISSN 13594311
- [20] BONACCORSI, L ; FRENI, a ; PROVERBIO, E ; RESTUCCIA, G ; RUSSO, F: Zeolite coated copper foams for heat pumping applications. In: *Microporous and*

- Mesoporous Materials* 91 (2006), April, Nr. 1-3, 7–14. <http://dx.doi.org/10.1016/j.micromeso.2005.10.045>. – DOI 10.1016/j.micromeso.2005.10.045. – ISSN 13871811
- [21] HU, Peng ; YAO, Juan-Juan ; CHEN, Ze-Shao: Analysis for composite zeolite/foam aluminum–water mass recovery adsorption refrigeration system driven by engine exhaust heat. In: *Energy Conversion and Management* 50 (2009), Februar, Nr. 2, 255–261. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2008.09.022>. – DOI 10.1016/j.enconman.2008.09.022. – ISSN 01968904
- [22] J. JÄNCHEN ; D. ACKERMANN ; H. STACH: Adsorption properties of aluminophosphate molecular sieves - potential applications for low temperature heat utilisation. In: *ISHPC 02 - Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference*
- [23] J. JÄNCHEN ; D. ACKERMANN ; H. STACH: Thermochemical Storage of low Temperature Heat by Zeolites, SAPOs and impregnated Active Carbon. In: *IEA Annex 17 Workshop*. Peking, 2004
- [24] SCHMIDT, Ferdinand P.: *Optimizing Adsorbents for Heat Storage Applications : Estimation of Thermodynamic Limits and Monte Carlo Simulations of Water Adsorption in Nanopores*, Albert-Ludwigs-Universität Freiburg im Breisgau, Diss., 2004. – 180 S.
- [25] KAKIUCHI, H. ; IWADE, M. ; SHIMOOKA, S. ; OOSHIMA, K. ; YAMAZAKI, M. ; TAKEWAKI, T.: Novel zeolite adsorbents and their application for AHP and Desiccant system. In: *IEA Annex-17 Meeting, Beijing*, 2004
- [26] O. M. YAGHI ; G. M. LI ; H. L. LI: Selective binding and removal of guests in a microporous metal-organic framework. In: *Nature* 378 (1995), Nr. 6558, S. 703–706
- [27] HENNINGER, Stefan K.: *Untersuchungen von neuen hochporösen Sorptionsmaterialien für Wärmetransformationsanwendungen*, Albert-Ludwigs-Universität Freiburg, Diss., 2007. – 202 S.
- [28] TAMAINOT-TELTO, Z. ; METCALF, S.J. ; CRITOPH, R.E. ; ZHONG, Y. ; THORPE, R.: Carbon-ammonia pairs for adsorption refrigeration applications: ice making, air conditioning and heat pumping. In: *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), September, Nr. 6, S. 1212–1229. – ISSN 01407007
- [29] WANG, L.W. ; WANG, R.Z. ; OLIVEIRA, R.G.: A review on adsorption working pairs for refrigeration. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009), April, Nr. 3, S. 518–534. – ISSN 13640321
- [30] RAMJI, Harunal R. ; LEO, Sing L. ; ABDULLAH, Mohammad O.: Parametric study and simulation of a heat-driven adsorber for air conditioning system employing activated carbon–methanol working pair. In: *Applied Energy* 113 (2014), Januar, 324–333. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.07.017>. – DOI 10.1016/j.apenergy.2013.07.017. – ISSN 03062619

- [31] KÖHLER, J. ; TEGETHOFF, W.J. ; WESTPHALEN, D. ; SONNEKALB, M.: Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases. In: *Heat and Mass Transfer* 32 (1997), S. 333–340
- [32] RIFFAT, S. ; WONG, C. W. ; SHANKLAND, N.: Automobile air conditioning using a rotary absorption/recompression system. In: *Applied Energy* 49 (1994), Nr. 1, S. 9–16
- [33] BOATTO, P ; BOCCALETTI, C ; CERRI, G ; MALVICINO, C: Internal combustion engine waste heat potential for an automotive absorption system of air conditioning Part 2: the automotive absorption system. In: *Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering* 214 (2000), November, Nr. 8, S. 983–989. – ISSN 00000000
- [34] W. HÜNEMÖRDER: *Entwicklung und Simulation einer mobilen, trockenen Absorptionskälteanlage unter Nutzung von Motorabwärme*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2002. – 137 S.
- [35] SUZUKI, Motoyuki: Application of Adsorption Cooling System to Automobiles. In: *Heat Recovery Systems & CHP* 13 (1993), Nr. 4, S. 335–340
- [36] SCHWARZ, J. ; MAIER-LAXHUBER, P. ; WOERZ, R.: Cooling and air conditioning with water/zeolite. In: *Proceedings of the 1993 non-fluorocarbon insulation, refrigeration and air conditioning technology workshop*, 1993, S. 27–29
- [37] GENTNER, H.: *Vergleichende Untersuchung von mechanisch, elektrisch und thermisch angetriebenen Kälteanlagen zur Fahrzeugklimatisierung*, Technische Universität München, Dissertation, 1995. – 206 S.
- [38] DAVIAS, M.: Limits of an adsorption simple-effect cycle for automotive climate unit. In: *Revue Generale de Thermique* 34 (1995), Nr. 398, S. 154–165
- [39] MAGNETTO, D.: TOPMACS: Thermally Operated Mobile Air Conditioning Systems. 2011. – Forschungsbericht. – 53 S.
- [40] VASTA, Salvatore ; FRENI, Angelo ; SAPIENZA, Alessio ; COSTA, Fabio ; RESTUCCIA, Giovanni: Development and lab-test of a mobile adsorption air-conditioner. In: *International Journal of Refrigeration* 35 (2012), Mai, Nr. 3, 701–708. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.03.013>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2011.03.013. – ISSN 01407007
- [41] VERDE, M. ; CORTÉS, L. ; CORBERÁN, J.M. ; SAPIENZA, a. ; VASTA, S. ; RESTUCCIA, G.: Modelling of an adsorption system driven by engine waste heat for truck cabin A/C. Performance estimation for a standard driving cycle. In: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), September, Nr. 13, 1511–1522. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.005>. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2010.04.005. – ISSN 13594311
- [42] TAMAINOT-TELTO, Z. ; METCALF, S.J. ; CRITOPH, R.E.: Novel compact sorption generators for car air conditioning. In: *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), Juni, Nr. 4, S. 727–733. – ISSN 01407007

- [43] LAMBERT, M. a. ; JONES, B. J.: Automotive Adsorption Air Conditioner Powered by Exhaust Heat. Part 1: Conceptual and Embodiment Design. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 220 (2006), Dezember, Nr. 7, S. 959–972. – ISSN 0954–4070
- [44] ZHONG, Yongfang ; FANG, Tiegang ; WERT, Kevin L.: An adsorption air conditioning system to integrate with the recent development of emission control for heavy-duty vehicles. In: *Energy* 36 (2011), Juli, Nr. 7, 4125–4135. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2011.04.032>. – DOI 10.1016/j.energy.2011.04.032. – ISSN 03605442
- [45] JRIBI, Skander ; SAHA, Bidyut B. ; KOYAMA, Shigeru ; CHAKRABORTY, Anutosh ; NG, Kim C.: Study on activated carbon/HFO-1234ze(E) based adsorption cooling cycle. In: *Applied Thermal Engineering* 50 (2013), Februar, Nr. 2, 1570–1575. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.11.066>. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.066. – ISSN 13594311
- [46] RICHTER, Christoph C.: *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2008
- [47] GRÄBER, M. ; KOSOWSKI, K. ; RICHTER, C. ; TEGETHOFF, W.: Modelling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems. In: *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems* 16 (2010), Nr. 3, S. 195–209
- [48] SCHULZE, C.: *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2014
- [49] WAGNER, W. ; COOPER, J.R. ; DITTMANN, A. ; KIJIMA, J. ; KRETZSCHMAR, H.-J. ; KRUSE, A. ; MARES, R. ; OGUCHI, K. ; SATO, H. ; STÖCKER, I. ; SIFNER, O. ; TAKAISHI, Y. ; TANISHITA, I. ; TRÜBENBACH, J. ; WILLKOMMEN, Th.: *Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Erlangen, 1997
- [50] LEMMON, E. W. ; HUBER, M. L. ; McLINDEN, M. O.: *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP*. Gaithersburg, 2010
- [51] PISCHINGER, R. ; KLELL, M. ; SAMS, T. ; LIST, H. (Hrsg.): *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Springer, 2009. – 475 S.
- [52] PANG, S.C. ; MASJUKI, H.H. ; KALAM, M.a. ; HAZRAT, M.a.: Liquid absorption and solid adsorption system for household, industrial and automobile applications: A review. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 28 (2013), Dezember, 836–847. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.029>. – DOI 10.1016/j.rser.2013.08.029. – ISSN 13640321

- [53] FLAMENSBECK, M. ; SUMMERER, F. ; RIESCH, P. ; ZIEGLER, F. ; ALEFELD, G.: A cost effective absorption chiller with plate heat exchangers using water and hydroxides. In: *Applied Thermal Engineering* 18 (1998), März, Nr. 6, S. 413–425. – ISSN 13594311
- [54] DEVEGA, M ; ALMENDROSIBANEZ, J ; RUIZ, G: Performance of a LiBr-water absorption chiller operating with plate heat exchangers. In: *Energy Conversion and Management* 47 (2006), November, Nr. 18-19, S. 3393–3407. – ISSN 01968904
- [55] SWARD, Brian K. ; DOUGLAS LEVAN, M.: Examination of the performance of a compression-driven adsorption cooling cycle. In: *Applied Thermal Engineering* 19 (1999), Januar, Nr. 1, 1–20. [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(98\)00013-1](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(98)00013-1). – DOI 10.1016/S1359-4311(98)00013-1. – ISSN 13594311
- [56] BANKER, N D. ; DUTTA, P ; PRASAD, M ; SRINIVASAN, K: Performance studies on mechanical + adsorption hybrid compression refrigeration cycles with HFC 134a. In: *International Journal of Refrigeration* 31 (2008), Nr. 8, 1398–1406. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.03.009>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2008.03.009. – ISSN 0140-7007
- [57] QU, T.F. ; WANG, R.Z. ; WANG, W.: Study on heat and mass recovery in adsorption refrigeration cycles. In: *Applied Thermal Engineering* 21 (2001), März, Nr. 4, S. 439–452. – ISSN 13594311
- [58] LANZERATH, Franz ; ERDOGAN, Meltem ; STEINHILBER, Matthias ; BARDOW, André: Verdampfer in Adsorptions- kälteanlagen : Potenziale und Grenzen. In: *KI - Kälte Luft Klimatechnik* (2013), Nr. 3, S. 18–21
- [59] LANZERATH, Franz ; SLUZALEK, Robin ; BARDOW, André: Thermisch-beschichtete Hochleistungsverdampfer für das Kältemittel Wasser. In: *KI - Kälte Luft Klimatechnik* 4 (2012), S. 14–18
- [60] LANZERATH, Franz ; STEINHILBER, Matthias ; BARDOW, André: Thermisch-beschichtete Wärmeübertrager als Basis für kompakte und dynamische Verdampfer in Adsorptionskälteanlagen und -speichern. In: *DKV-Tagung 2012, Würzburg*, 2012, S. 11
- [61] LANZERATH, Franz ; TEBRÜGGE, Gerrit ; KALAWRYTINOS, Stephan ; BARDOW, André: Thermisch-beschichtete Wärmeübertrager zur Verdampfung von Wasser bei niedrigen Drücken. In: *DKV-Tagung 2011, Aachen*, 2011, S. 1–14
- [62] SCHNABEL, Lena ; SCHERR, Christopher ; WEBER, Christine: Water as Refrigerant - experimental evaluation of boiling characteristics at low temperatures and pressures. In: *International Sorption Heat Pump Conference*, 2008, S. 23–26
- [63] SCHNABEL, Lena ; WITTE, K. ; KOWOL, J. ; SCHOSSIG, P.: Evaluation of different evaporator concepts for Thermally driven sorption Heat Pumps and Chiller. In: *International Heat Pump Conference 2011*, 2011

- [64] WONGSA-NGAM, J. ; NUALBOONRUENG, T. ; WONGWISES, S.: Performance of smooth and micro-fin tubes in high mass flux region of R-134a during evaporation. In: *Heat and Mass Transfer* 40 (2004), Nr. 6, S. 425–435
- [65] SINGH, Randeeep ; NGUYEN, Thang ; MOCHIZUKI, Masataka: Capillary evaporator development and qualification for loop heat pipes. In: *Applied Thermal Engineering* 63 (2014), Februar, Nr. 1, 406–418. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.10.059>. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2013.10.059. – ISSN 13594311
- [66] BAI, Lizhan ; LIN, Guiping ; MU, Zuodong ; WEN, Dongsheng: Theoretical analysis of steady-state performance of a loop heat pipe with a novel evaporator. In: *Applied Thermal Engineering* 64 (2014), März, Nr. 1–2, 233–241. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.052>. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.052. – ISSN 13594311
- [67] JOUHARA, Hussam ; EZZUDDIN, Hatem: Thermal performance characteristics of a wraparound loop heat pipe (WLHP) charged with R134A. In: *Energy* 61 (2013), November, 128–138. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2012.10.016>. – DOI 10.1016/j.energy.2012.10.016. – ISSN 03605442
- [68] SHARAFIAN, Amir ; BAHRAMI, Majid: Assessment of adsorber bed designs in waste-heat driven adsorption cooling systems for vehicle air conditioning and refrigeration. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30 (2014), Februar, 440–451. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.10.031>. – DOI 10.1016/j.rser.2013.10.031. – ISSN 13640321
- [69] ENKE, L. ; BÖTTCHER, C.: *Offenlegungsschrift Adsorptionswärmeübertragung*. 2013
- [70] BRUNAUER, Stephen ; EMMETT, P. H. ; TELLER, Edward: Adsorption of Gases in Multimolecular Layers. In: *Journal of the American Chemical Society* 60 (1938), S. 309–319
- [71] NÚÑEZ, Tomás: *Charakterisierung und Bewertung von Adsorbentien für Wärmetransformationsanwendungen*, Albert-Ludwigs-Universität Freiburg, Diss., 2001. – 157 S.
- [72] GRÄBER, Manuel ; KIRCHES, Christian ; BOCK, Hans G. ; SCHLÖDER, Johannes P. ; TEGETHOFF, Wilhelm ; KÖHLER, Jürgen: Determining the optimum cyclic operation of adsorption chillers by a direct method for periodic optimal control. In: *International Journal of Refrigeration* 34 (2011), Juni, Nr. 4, S. 902–913. – ISSN 01407007
- [73] BAU, Uwe ; LANZERATH, Franz ; GRÄBER, Manuel ; GRAF, Stefan: Adsorption energy systems library - Modeling adsorption based chillers , heat pumps , thermal storages and desiccant systems. In: *Modelica Conference 2014, Lund*, 2014, S. 9

- [74] I. LANGMUIR: The Adsorption of Gases on Plane Surfaces of Glass, Mica and Platinum. In: *Journal of the American Chemical Society* 40 (1918), S. 1361 – 1403
- [75] DUBININ, M. M.: Adsorption in micropores. In: *Journal of Colloid and Interface Science* 23 (1967), S. 487 – 499
- [76] HAUER, Andreas: *Beurteilung fester Adsorbentien in offenen Sorptionssystemen für energetische Anwendungen*, Technische Universität Berlin, Diss., 2002. – 136 S.
- [77] ECKSTEIN, Lutz: Schriftenreihe Automobiltechnik - Längsdynamik von Kraftfahrzeugen / Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen. Aachen : Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen, 2011. – Forschungsbericht. – 404 S.
- [78] BERGER, Oliver: *Thermodynamische Analyse eines Brennstoffzellensystems zum Antrieb von Kraftfahrzeugen*, Universität Duisburg-Essen, Diss., 2009. – 184 S.
- [79] GROSS MANN, Holger: *Pkw-Klimatisierung: Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*. 1. Berlin Heidelberg : Springer, 2010. – 277 S.
- [80] FOLLMER, Robert ; LENZ, Barbara ; GRUSCHWITZ, Dana ; NOBIS, Claudia ; JESKE, Birgit ; QUANDT, Sylvia ; KÖHLER, Katja ; MEHLIN, Markus: *Mobilität in Deutschland 2008* / Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung. Berlin, 2010. – Forschungsbericht. – 208 S.
- [81] STRUPP, N.-Ch. ; KLING, M ; LEMKE, N ; KÖHLER, J: *Klimatische Daten und PKW Nutzung / VDA/FAT*. 2008. – Forschungsbericht. – 76 S.
- [82] STRUPP, N.-Ch.: *Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2012. – 161 S.
- [83] OERTEL, Herbert ; BÖHLE, Martin ; REVIOL, Thomas: *Strömungsmechanik* . 6. Vieweg Teubner, 2011. – 470 S.
- [84] VRIELINK, Nils: *Experimentelle Untersuchung eines zweiphasigen Sekundärkreislaufs zur Wärmeabfuhr aus dem Fahrzeuginnenraum*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diplomarbeit, 2011. – 88 S.
- [85] XIA, Z ; YANG, G ; WANG, R: Experimental investigation of capillary-assisted evaporation on the outside surface of horizontal tubes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008), Juli, Nr. 15-16, S. 4047–4054. – ISSN 00179310
- [86] GRÄBER, Manuel: *Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen*, Technische Universität Carolo Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2014. – 196 S.
- [87] BALES, Chris: *Thermal Properties of Materials for Thermo-chemical Storage of Solar Heat / Solar Heating & Cooling Programme / International Energy Agency*. 2005. – Forschungsbericht. – 20 S.